



TESIS - TM 142501

**STUDI EKSPERIMENTAL USAHA PENINGKATAN BATAS
STABILITAS PROSES PEMESINAN PADA PROSES BUBUT
SLENDER BAR DENGAN PENAMBAHAN MASSA PASIF PADA
BENDA KERJA**

HARJUMA

Nrp. 2112201205

DOSEN PEMBIMBING

Prof. Dr.-Ing. Ir. Suhardjono, M.Sc

PROGRAM MAGISTER

BIDANG KEAHLIAN SISTEM MANUFAKTUR

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2015



THESIS - TM 142501

**EXPERIMENTAL STUDY FOR IMPROVEMENT OF STABILITY
LIMITS LATHE MACHINING PROCESS WITH ADDITION OF
SLENDER BAR PASSIVE MASS ON THINGS WORK**

HARJUMA

Nrp. 2112201205

SUPERVISOR

Prof. Dr.-Ing. Ir. Suhardjono, M.Sc

MASTER PROGRAM

FIELD STUDY OF MANUFACTURING SYSTEM

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY

SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY

SURABAYA

2015

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

HARJUMA

NRP. 2112 201 205

Tanggal Ujian : 22 Januari 2015

Periode Wisuda : Maret 2015

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr.-Ing. Ir. Suhardjono, M.Sc.
NIP. 19620604 198701 1 002

(Pembimbing)

2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.
NIP. 19510605 197803 1 002

(Penguji)

3. Prof. Dr.-Ing. Ir. I Made Londen Batan, M. Eng.
NIP. 19581106 198601 1 002

(Penguji)

4. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA.
NIP. 19650810 199102 1 001

(Penguji)

Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Dr. Ir. Adi Soeprijanto, MT.

NIP. 19640405 199002 1 001

STUDI EKSPERIMENTAL USAHA PENINGKATAN BATAS STABILITAS PROSES PEMESINAN PADA PROSES BUBUT SLENDER BAR DENGAN PENAMBAHAN MASSA PASIF PADA BENDA KERJA

Nama Mahasiswa : Harjuma
Nrp : 2112201205
Pembimbing : Prof. Dr.-Ing. Ir. Suhardjono, M.Sc

ABSTRAK

Laju pembuangan material atau *material removal rate (MRR)* dalam industri manufaktur seperti proses bubut tidak bisa terlepas dari kecepatan potong, kecepatan gerak makan dan kedalaman potong. Penambahan kedalaman pemotongan secara berlebihan dapat menyebabkan terjadinya cacat pada permukaan hasil pemotongan akibat *chatter*. *Chatter* adalah fenomena terjadinya getaran yang berlebihan pada saat proses pemesinan sedang berlangsung, dimana proses tersebut masuk dalam daerah terlarang yaitu daerah tidak stabil (*unstable*). Untuk mengurangi getaran selama proses pemotongan khususnya pada saat pembubutan benda kerja yang panjang dapat dibuat sebuah sistem peredam kompensasi massa yaitu dengan menggunakan massa pasif yang dipasang pada benda kerja selama proses pemotongan.

Langkah awal yang dilakukan dalam pembuatan sistem peredam diawali dengan pengukuran frekuensi pribadi benda kerja dengan melakukan uji eksitasi. Frekuensi pribadi benda kerja yang telah didapatkan selanjutnya digunakan sebagai dasar untuk menghitung kekakuan pegas yang akan digunakan. Dengan massa pasif tertentu, data kekakuan yang ada selanjutnya digunakan dalam simulasi sistem peredam dengan dua derajat kebebasan (2 Dof). Simulasi dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak MathCad. Hasil simulasi yang telah sesuai selanjutnya digunakan sebagai dasar dalam mendesain dan membuat sistem peredam. Selanjutnya dilakukan percobaan secara statis untuk mengetahui pengaruh penggunaan sistem peredam dan uji pemotongan dengan proses bubut untuk mengetahui batas stabilitas dari proses pemesinan. Benda kerja yang digunakan dalam percobaan adalah *slender bar* dimensi Ø35 mm x 800 mm dengan sistem pencekaman *chuck-centre*. Putaran mesin yang digunakan adalah 425 *rpm* dan *feeding* sebesar 0,06 mm/putaran. Pahat yang digunakan adalah pahat *insert* jenis carbide dengan sudut $K_r = 90^\circ$.

Hasil percobaan uji eksitasi menunjukkan bahwa dengan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,75 kg mampu menurunkan tingkat *compliance* benda kerja dari $9,2 \times 10^{-11}$ m/N menjadi $2,35 \times 10^{-11}$ m/N atau terjadi penurunan sebesar 74,45%. Hasil percobaan uji pemotongan menunjukkan bahwa dengan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg mampu menaikkan jangkauan lintasan pemotongan dari 1,5 mm menjadi 44 mm atau naik hampir 30 kalinya tanpa terjadi *chatter*.

Kata kunci: *chatter*, *sistem peredam*, *slender bar*, *chuck-centre*.

EXPERIMENTAL STUDY FOR IMPROVEMENT OF STABILITY LIMITS LATHE MACHINING PROCESS WITH ADDITION OF SLENDER BAR PASSIVE MASS ON THINGS WORK

Student Name : Harjuma
Nrp : 2112201205
Supervisor : Prof. Dr.-Ing. Ir. Suhardjono, M.Sc

ABSTRACT

The rate of material removal or material removal rate (MRR) in manufacturing industries such as turning process can not be separated from the cutting speed, ground speed and depth of cut eating. Addition of excessive cutting depth can cause defects on the surface of the cutting result due to chatter. Chatter is the phenomenon of excessive vibration during machining process is underway, which it is entered in the restricted area is the area unstable. To reduce vibration during the cutting, especially when turning long workpiece can be made with a compensation mass damper system is by using a passive mass mounted on the workpiece during the cutting processing.

The initial steps in making damper system begins with the measurement of the workpiece with the natural frequency excitation test. Natural frequency of the workpiece which has been obtained is then used as the basis for calculating the spring stiffness to be used. With certain passive mass, stiffness of data that is subsequently used in the simulation damper system with two degrees of freedom (2Dof). Simulations performed using MathCad software. The results of the simulation have been appropriate then used as a basis for designing and making damper system. Further experiments to determine the effect of the use of a static system with a silencer and test cutting lathe process to determine the stability limits of the machining process. Workpiece used in the experiment is slender bar dimensions Ø35 mm x 800 mm with clamping chuck-center system. Engine speed is 425 rpm use and feeding of 0.06 mm/rotation. Chisel used is the type of carbide cutting tool inserts with $K_r = 90^\circ$ angle.

The experimental results show that the excitation test with spring-damper system Ø7 mm and a mass of 0.75 kg supplemental able to reduce the level of compliance of the workpiece of 9.2×10^{-11} m/N to 2.35×10^{-11} m/N or a decline of 74.45%. The experimental results show that the cutting test with spring-damper system Ø7 mm and a mass of 1 kg is able to raise the additional range of cutting trajectory of 1.5 mm to 44 mm, up nearly 30 time without any chatter.

Keywords: chatter, damper system, slender bar, chuck-centre.

KATA PENGANTAR

Puja dan puji syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT karena atas rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan tesis ini yang berjudul “ Studi Eksperimental Usaha Peningkatan Batas Stabilitas Proses Pemesinan pada Proses Bubut Slender Bar dengan Penambahan Massa Pasif pada Benda Kerja”. Tesis ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah turut membantu baik secara langsung maupun tidak langsung dalam penyusunan tesis ini hingga selesai. Ucapan terima kasih penulis sampaikan kepada:

1. Jasman, SST. MM., selaku Direktur Akademi Teknik Soroako yang telah memberikan kesempatan kepada penulis untuk melanjutkan pendidikan ke Program Pascasarjana.
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. Ph.D., selaku Kepala Program Studi Teknik Mesin Program Pascasarjana FTI-ITS.
3. Prof. Dr.-Ing. Ir. Suhardjono, M.Sc., selaku dosen pembimbing dalam penyusunan tesis ini.
4. Prof. Dr. Ir. Wajan Berata, DEA., selaku dosen penguji proposal tesis.
5. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D., selaku dosen penguji proposal tesis dan tesis.
6. Prof. Dr.-Ing. Ir. I Made Londen Batan, M.Eng., selaku dosen penguji tesis.
7. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen penguji proposal tesis dan tesis.
8. Arif Wahyudi, ST. MT. Ph.D., selaku dosen wali.
9. Seluruh dosen, staf pengajar dan pegawai Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
10. Teman-teman mahasiswa S2 Bidang Keahlian Rekayasa dan Sistem Manufaktur, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
11. Istriku Sulastri dan anak-anakku Fifthgana, Revaldi, Silkya yang selalu memberikan dukungan, semangat dan doa.

12. Semua pihak yang telah turut membantu dalam penyelesaian tesis ini yang tidak bisa disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan tesis ini masih banyak kekurangannya. Oleh karena itu, penulis membuka diri atas segala kritik dan saran yang membangun. Terima kasih.

Surabaya, Januari 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xix
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Kebaruan Penelitian	3
1.3. Rumusan Masalah	4
1.3.1 Batasan Masalah	4
1.3.2 Asumsi Penelitian	4
1.4. Tujuan Penelitian	5
1.5. Manfaat Penelitian	5
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA	
2.1. Penelitian Terdahulu	7
2.2. Mesin Bubut	8
2.2.1. Elemen Dasar Proses Bubut	9
2.2.2. Gaya Potong	11
2.3. Getaran	14
2.3.1. Getaran Paksa Satu Derajat Kebebasan	15
2.3.2. Getaran Paksa Dua Derajat Kebebasan	19
2.3.3. Karakteristik Penguatan Amplitudo Getaran	22
2.4. <i>Chatter</i>	23
2.5. <i>Seismic Damper</i>	25
2.6. Pegas	27
2.6.1. Terminologi Pegas	27
2.6.2. Kemampuan Pegas	32

BAB 3 METODA PENELITIAN

3.1. Diagram Alir Penelitian	35
3.2. Variabel Penelitian	36
3.2.1 Variabel Proses	36
3.2.2 Variabel Respon	36
3.2.3 Variabel Konstan	36
3.3. Bahan dan Peralatan Penelitian	36
3.3.1 Bahan Percobaan	36
3.3.2 Peralatan Percobaan	37
3.4. Peredam Getaran	40
3.4.1 Perencanaan Sistem Peredam	40
3.4.2 Perancangan Sistem Peredam	41
3.4.3 Pembuatan Sistem Peredam	42
3.4.4 Pemasangan Sistem Peredam	42
3.4.5 Uji Fungsi Sistem Peredam	43
3.5. Percobaan Uji Eksitasi	44
3.5.1 Skema Pemasangan Peralatan Uji Eksitasi	44
3.5.2 Prosedur Percobaan Uji Eksitasi	44
3.6. Percobaan Uji Pemotongan	46
3.6.1 Skema Pemasangan Peralatan Uji Pemotongan	46
3.6.2 Prosedur Percobaan Uji Pemotongan	46

BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Data Getaran Satu Derajat Kebebasan	49
4.1.1 Uji Eksitasi Posisi Vertikal	49
4.1.2 Uji Eksitasi Posisi Horisontal	52
4.2. Analisa Data Getaran Dua Derajat Kebebasan	54
4.3. Analisa Data Getaran	53
4.3.1 Analisa Hasil Uji Eksitasi Satu dan Dua Derajat Kebebasan	57
4.3.2 Analisa Hasil Uji Eksitasi dan Hasil Simulasi	58
4.4. Uji Pemotongan dengan Proses Bubut	59
4.4.1 Uji Pemotongan dengan Menggunakan Sistem Peredam Pegas-Massa	59

4.4.2 Uji Pemotongan dengan Menggunakan <i>Follower Rest</i>	77
4.4.3 Analisa Hasil Uji Pemotongan dengan Sistem Peredam dan Uji Pemotongan dengan <i>Follower Rest</i>	84
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1. Kesimpulan.....	87
5.2. Saran	88
DAFTAR PUSTAKA	89
LAMPIRAN	91

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Konstanta <i>Tensile Strength Expression</i> (m).....	33
Tabel 4.1	Jangkauan lintasan hasil pemotongan dari setiap variasi uji pemotongan dengan sistem peredam.....	75
Tabel 4.2	Jangkauan lintasan hasil pemotongan dari setiap variasi uji pemotongan dengan follower rest dan sistem peredam.....	83

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Macam-macam proses pengerjaan produk dengan menggunakan mesin bubut	8
Gambar 2.2	Parameter pada proses bubut	9
Gambar 2.3	Gaya-gaya pada proses bubut	11
Gambar 2.4	Lingkaran gaya pemotongan atau lingkaran merchant	12
Gambar 2.5	Gerakan priodik harmonic atau getaran dalam domain waktu	14
Gambar 2.6	Sistem getaran paksa satu derajat kebebasan	15
Gambar 2.7	Diagram benda bebas sistem getaran paksa satu derajat kebebasan	15
Gambar 2.8	Sistem analisis getaran	17
Gambar 2.9	Grafik komponen real dari suatu fungsi transfer	18
Gambar 2.10	Grafik komponen imajiner dari suatu fungsi transfer	18
Gambar 2.11	Grafik karakteristik penguatan amplitudo getaran satu derajat kebebasan	19
Gambar 2.12	Sistem getaran paksa dua derajat kebebasan	19
Gambar 2.13	Diagram benda bebas sistem getaran paksa dua derajat kebebasan	20
Gambar 2.14	Grafik karakteristik penguatan amplitudo getaran dua derajat kebebasan	22
Gambar 2.15	Perbandingan karakteristik penguatan amplitudo	23
Gambar 2.16	Permukaan benda kerja yang mengalami <i>chatter</i>	24
Gambar 2.17	Fluktuasi tebal geram akibat beda fasa	24
Gambar 2.18	Model sistem getaran dua derajat kebebasan	25
Gambar 2.19	Skema representasi sistem dua derajat kebebasan	26
Gambar 2.20	Tipe pegas tekan spiral	27
Gambar 2.21	Tipe ujung pegas tekan spiral	27
Gambar 2.22	Notasi pegas spiral – <i>associated spring, borner group inc</i>	28
Gambar 2.23	Notasi panjang dan gaya pada pegas spiral	28
Gambar 2.24	Faktor tegangan pegas spiral	30

Gambar 2.25	Pegas tekan spiral kondisi tertekuk.....	31
Gambar 2.26	Kriteria <i>buckling</i> pegas tekan	31
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian.....	35
Gambar 3.2	<i>Impulse hammer</i> tipe IH 101-1k omega	37
Gambar 3.3	<i>Power supply</i> tipe acc-PS1 omega.....	37
Gambar 3.4	<i>Analog to digital converter</i> tipe 216	38
Gambar 3.5	<i>Accelerometer</i>	38
Gambar 3.6	Jangka sorong	38
Gambar 3.7	Dial indicator	39
Gambar 3.8	Pahat bubut <i>insert</i> jenis carbide	39
Gambar 3.9	<i>Follower rest</i>	39
Gambar 3.10	Sistem peredam getaran	40
Gambar 3.11	Pemasangan sistem peredam getaran.....	43
Gambar 3.12	Skema pemasangan peralatan uji eksitasi dengan sistem peredam	44
Gambar 3.13	Tampilan monitor computer dengan picoscope	45
Gambar 3.14	Contoh tampilan sinyal getaran akibat gaya eksitasi	45
Gambar 3.15	Skema pemasangan peralatan uji pemotongan.....	46
Gambar 4.1	Grafik fungsi transfer uji eksitasi tanpa peredam arah vertikal.....	49
Gambar 4.2	Perpotongan grafik pada frekuensi pribadi arah vertikal	50
Gambar 4.3	Model sistem getaran benda kerja dengan satu derajat kebebasan.....	51
Gambar 4.4	Grafik fungsi respon frekuensi 1 Dof pada posisi vertikal.....	52
Gambar 4.5	Grafik fungsi transfer uji eksitasi tanpa peredam arah horisontal	52
Gambar 4.6	Perpotongan grafik pada frekuensi pribadi arah horisontal.....	53
Gambar 4.7	Grafik fungsi respon frekuensi 1 Dof pada posisi horisontal	54
Gambar 4.8	Grafik fungsi transfer uji eksitasi dengan sistem peredam.....	55
Gambar 4.9	Perpotongan grafik pada frekuensi resonansi	55
Gambar 4.10	Model sistem getaran benda kerja dengan dua derajat kebebasan.....	56

Gambar 4.11	Grafik fungsi respon frekuensi dua derajat kebebasan	57
Gambar 4.12	Grafik fungsi respon frekuensi satu dan dua derajat kebebasan	57
Gambar 4.13	Grafik fungsi respon frekuensi hasil uji eksitasi dan hasil simulasi untuk pegas Ø7mm dan massa tambahan 0,75kg.....	58
Gambar 4.14	Hasil pemotongan tanpa menggunakan sistem peredam pegas-massa	60
Gambar 4.15	Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan tanpa menggunakan sistem peredam pegas-massa	61
Gambar 4.16	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan tanpa menggunakan sistem peredam pegas-massa	61
Gambar 4.17	Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,5 kg	62
Gambar 4.18	Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,5 kg	62
Gambar 4.19	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,5 kg	63
Gambar 4.20	Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 0,5 kg	63
Gambar 4.21	Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 0,5 kg	64
Gambar 4.22	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 0,5 kg	64
Gambar 4.23	Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,5 kg	65

Gambar 4.24	Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,5 kg	65
Gambar 4.25	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,5 kg	66
Gambar 4.26	Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,75 kg	66
Gambar 4.27	Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,75 kg	67
Gambar 4.28	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,75 kg	67
Gambar 4.29	Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 0,75 kg	68
Gambar 4.30	Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 0,75 kg.....	68
Gambar 4.31	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 0,75 kg	69
Gambar 4.32	Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,75 kg	69
Gambar 4.33	Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,75 kg	70
Gambar 4.34	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,75 kg.....	70

Gambar 4.35 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 1 kg	71
Gambar 4.36 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 1 kg	71
Gambar 4.37 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 1 kg	72
Gambar 4.38 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 1 kg	72
Gambar 4.39 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 1 kg	73
Gambar 4.40 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 1 kg	73
Gambar 4.41 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg	74
Gambar 4.42 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg	74
Gambar 4.43 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg	75
Gambar 4.44 Grafik jangkauan panjang pemotongan tanpa <i>chatter</i> pada setiap variasi sistem peredam pegas-massa	76
Gambar 4.45 Hasil pemotongan dengan menggunakan <i>follower rest</i> penyangga arah horisontal	79
Gambar 4.46 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan <i>follower rest</i> dengan penyangga arah horisontal	79

Gambar 4.47	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan <i>follower rest</i> dengan penyangga arah horisontal	80
Gambar 4.48	Hasil pemotongan dengan menggunakan <i>follower rest</i> dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg	80
Gambar 4.49	Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan <i>follower rest</i> dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg	81
Gambar 4.50	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan <i>follower rest</i> dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg	81
Gambar 4.51	Hasil pemotongan dengan menggunakan <i>follower rest</i> dengan penyangga arah horisontal dan vertikal	82
Gambar 4.52	Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu tanpa terjadi <i>chatter</i> pada uji pemotongan dengan menggunakan <i>follower rest</i> dengan penyangga arah horisontal dan vertikal ...	82
Gambar 4.53	Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi tanpa terjadi <i>chatter</i> pada uji pemotongan dengan menggunakan <i>follower rest</i> dengan penyangga arah horisontal dan vertikal ...	83
Gambar 4.54	Grafik jangkauan lintasan pemotongan tanpa <i>chatter</i> pada setiap variasi sistem peredam dengan <i>follower rest</i>	83

DAFTAR PUSTAKA

- Koenigsberger, F. and Thusty, J. (1970). *Machine Tool Structures*, Volume-1, Pergamon Press, New York.
- Zaveri, K. (1984). *Modal Analysis of Large Structures – Multiple Exciter System*, 1st edition, Bruel & Kjaer.
- Rochim, Taufiq. (1993). *Teori dan Teknologi Proses Pemesinan*, Institut Teknologi Bandung, Bandung.
- Suhardjono (2000), *Ein Variabel Einsetzbarer Gedämpfter Tilger zur Reduzierung von Ratterschwingungen bei Drehmaschinen*, Wissenschaft & Technik Verlag, Berlin.
- Tewani, S.G., Rouch, K.E., Walcott, B.L. (1995), “A Study of Cutting Process Stability of A Boring Bar With Active Dynamic Absorber”, *International Journal Machine Tools Manufacture*, Vol. 35, No. 1, Hal. 91-108.
- Suhardjono (2003). *Pengaruh Sudut Potong Utama Terhadap Getaran Dan Kekasaran Permukaan Hasil Proses Bubut Dengan Pencekaman Chuck Tanpa Penumpu Tailstock*, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Chandiramani, N.K. dan Pothala, T. (2006), “Dynamics of 2-dof Regenerative Chatter During Turning”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 290, hal. 448–464.
- Wahyudie, Ary. (2011). *Modifikasi Follower Rest Dengan Seismic Damper Untuk Meningkatkan Batas Stabilitas (Chatter) Pada Proses Bubut Slender Bar*, Thesis Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Alan. S., Budak. E., dan Ozguven. H.N. (2010), “Analytical Prediction of Part Dynamics for Machining Stability Analysis”, *International Journal of Automation Technology*, Vol. 4, No. 3, hal. 259-267.
- Pribadi, Imam (2004), *Pemodelan Sistem Getaran 2dof Untuk Mempelajari Getaran Mesin Bubut Kombinasi*, Tugas Akhir Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

- Cui. B. dan Guo. J., (2009), "Modeling of Dimensional Errors in Slender Bar Turning Process Using Artificial Neural Networks", *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 16-19, hal. 549-553.
- Saidi, I., Mohammed, A.D., Gad, E.F., Wilson, J.L., Haritos, N. (2007), "Optimum Design for Passive Tuned Mass Damper Using Viscoelastic Materials", *Austalian Earthquake Engineering Society 2007 Conference*.
- Jianliang, dan Rongdi, Han. (2006), "A United Model of Diametral Error in Slender Bar Turning with a Follower Rest", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 46, hal. 1002–1012.

BIODATA PENULIS



- a. Nama : Harjuma
b. Jenis kelamin : Laki-laki
c. Nrp : 2112201205
d. Bidang keahlian : Rekayasa dan Sistem
Manufaktur
e. Jurusan : Teknik Mesin
f. Fakultas : Teknologi Industri
g. Alamat rumah : VDM Sumasang, Luwu
Timur, Sulawesi Selatan.
h. Alamat email : Jumahar@gmail.com

i. Pendidikan Terakhir:

No.	Jenjang	Tempat Pendidikan	Tahun Lulus
1	D4	Teknik Manufaktur Polman Bandung	2005

KATA PENGANTAR

Segala puja dan puji syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT karena atas rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan tesis ini yang berjudul “ Studi Eksperimental Usaha Peningkatan Batas Stabilitas Proses Pemesinan pada Proses Bubut Slender Bar dengan Penambahan Massa Pasif pada Benda Kerja”. Tesis ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah turut membantu baik secara langsung maupun tidak langsung dalam penyusunan tesis ini hingga selesai. Ucapan terima kasih penulis sampaikan kepada:

1. Jasman, SST. MM., selaku Direktur Akademi Teknik Soroako yang telah memberikan kesempatan kepada penulis untuk melanjutkan pendidikan ke Program Pascasarjana.
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. Ph.D., selaku Kepala Program Studi Teknik Mesin Program Pascasarjana FTI-ITS.
3. Prof. Dr.-Ing. Ir. Suhardjono, M.Sc., selaku dosen pembimbing dalam penyusunan tesis ini.
4. Prof. Dr. Ir. Wajan Berata, DEA., selaku dosen penguji proposal tesis.
5. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D., selaku dosen penguji proposal tesis dan tesis.
6. Prof. Dr.-Ing. Ir. I Made Londen Batan, M.Eng., selaku dosen penguji tesis.
7. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen penguji proposal tesis dan tesis.
8. Arif Wahyudi, ST. MT. Ph.D., selaku dosen wali.
9. Seluruh dosen, staf pengajar dan pegawai Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.

10. Teman-teman mahasiswa S2 Bidang Keahlian Rekayasa dan Sistem Manufaktur, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
11. Istriku Sulastri dan anak-anakku Fifthgana, Revaldi, Silkya yang selalu memberikan dukungan, semangat dan doa.
12. Semua pihak yang telah turut membantu dalam penyelesaian tesis ini yang tidak bisa disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan tesis ini masih banyak kekurangannya. Oleh karena itu, penulis membuka diri atas segala kritik dan saran yang membangun. Terima kasih.

Surabaya, Januari 2015

Penulis



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Seiring dengan tuntutan jaman yang semakin maju dan berkembang, kebutuhan konsumen akan produk dengan kualitas tinggi dengan harga murah semakin meningkat. Hal ini menjadi suatu tantangan bagi dunia industri termasuk industri manufaktur bagaimana bisa membuat suatu produk dengan kualitas tinggi tetapi dengan harga yang kompetitif. Dalam industri manufaktur produk dengan kualitas tinggi identik dengan kekasaran permukaan, dimensi dan geometri sesuai dengan yang dipersyaratkan. Kekasaran permukaan suatu produk sangat ditentukan oleh jenis mesin atau proses yang digunakan untuk mengerjakan produk tersebut. Produk seperti moulding dengan tingkat kekasaran permukaan Ra 0,1 μm tentu mempunyai nilai kualitas permukaan yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan baut dengan tingkat kekasaran permukaan Ra 3,2 μm . Harga yang kompetitif identik dengan laju pengerjaan bahan saat memproduksi suatu produk tertentu. Dengan melihat kondisi ini tentu semua industri selalu berkeinginan untuk bisa membuat suatu produk dengan kualitas tinggi tetapi dengan laju pembuangan material sebesar mungkin agar harga dari setiap produk bisa berkompetisi dipasaran.

Laju pembuangan material *atau material removal rate (MRR)* dalam industri manufaktur seperti proses bubut tidak bisa terlepas dari kecepatan potong, kecepatan makan dan kedalaman potong. Salah satu cara yang banyak digunakan oleh operator dalam usaha meningkatkan produktifitas adalah dengan memaksimalkan kedalaman potong. Dengan menambah kedalaman pemotongan secara berlebihan pada kondisi tertentu bukan lagi akan meningkatkan produktifitas tetapi malah bisa menurunkan produktifitas karena adanya suatu produk yang harus dikerjakan ulang bahkan diganti karena terjadinya cacat pada permukaan hasil pemotongan akibat *chatter*.

Chatter adalah fenomena terjadinya getaran yang berlebihan pada saat proses pemesinan sedang berlangsung, dimana proses tersebut masuk dalam



daerah terlarang yaitu daerah tidak stabil (*unstable*). *Chatter* ini disebabkan oleh perubahan tebal geram dan perubahan ini proporsional dengan perubahan gaya potong yang mengeksitasi sistem getaran mesin perkakas. Getaran yang berlebihan tidak hanya terjadi antara pahat dan benda kerja saja tetapi juga pada seluruh struktur mesin perkakas seperti *spindle head*, bantalan, poros penggerak, ulir penggerak dan lain-lain (Suhardjono, 2000). *Chatter* adalah merupakan sesuatu yang harus dihindari dalam proses pembubutan karena dapat menyebabkan timbulnya permukaan hasil pemesinan yang bergelombang sehingga menurunkan kualitasnya. Kerugian lain yang bisa ditimbulkan oleh *chatter* adalah meningkatnya kecepatan keausan pahat, timbulnya suara bising yang dapat mengganggu pendengaran operator dan penurunan umur mesin perkakas. Karena banyaknya kerugian yang dapat disebabkan oleh *chatter* baik pada produk, pahat, operator maupun pada mesin perkakas maka sebaiknya *chatter* harus dihindari selama proses pembubutan.

Suhardjono (2009), dalam penelitiannya tentang pengaruh kecepatan potong terhadap getaran dengan membandingkan kekasaran permukaan sebelum dan sesudah terjadi *chatter*, menyimpulkan bahwa pada putaran 155 *rpm* dan kecepatan potong $V_c = 17.43 \text{ m/min}$ menunjukkan bahwa amplitude getaran hampir konstan dengan naiknya lebar geram dari 1.04 *mm* sampai dengan 4.14 *mm*, tetapi saat lebar geram kritis 4.35 *mm* terjadi loncatan amplitude empat kali lipat.

Ilham Ary Wahyudie (2011), dalam penelitiannya tentang pengaruh penggunaan *follower rest* terhadap peningkatan batas stabilitas proses pemesinan, menyimpulkan bahwa pada pembubutan *slender bar* $L/D \geq 18$ dengan menggunakan pahat *insert* jenis carbide dengan sudut $k_r = 45^\circ$ pada putaran 425 *rpm* dan feeding 0.06 mm/putaran terjadi peningkatan batas stabilitas proses pemesinan dari 1,0 mm dengan amplitudo $10,713 \text{ m/s}^2$ menjadi 1,5 mm dengan amplitudo $1,292 \text{ m/s}^2$.



1.2 Kebaruan Penelitian

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh para peneliti sebelumnya baik yang dituangkan didalam latar belakang maupun kajian pustaka terlihat bahwa untuk meningkatkan batas stabilitas proses pemesinan pada proses pemotongan dengan mesin bubut dapat dilakukan dengan mengubah parameter pemotongan, mengubah sudut orientasi pahat dan dengan menggunakan *follower rest*. Selain dengan ketiga metoda yang telah ada, salah satu metoda yang mungkin dilakukan untuk meningkatkan batas stabilitas benda kerja adalah dengan meredam getaran yang terjadi selama proses pemotongan. Sistem peredam ini dikembangkan berdasarkan fenomena *seismic damper* yang dijelaskan sebagai berikut: Sebuah mesin bila diberi struktur tambahan tertentu maka getaran mesin akan berkurang dan sebaliknya bila struktur tambahan tersebut dilepas maka getaran mesin akan kembali tinggi seperti semula.

Sistem peredam yang akan dikembangkan dalam penelitian ini adalah sistem peredam dengan menggunakan pegas dan massa tambahan sebagai peredam. Penggunaan sistem peredam pegas-massa (*spring-mass damper*) sebagai peredam getaran adalah merupakan salah satu solusi yang murah dan sederhana. Murah karena biaya pembuatannya tidak terlalu mahal dan sederhana karena bentuk dan desainnya yang cukup simpel sehingga akan memudahkan dalam pengembangannya di masyarakat. Keutamaan lain dari sistem peredam ini, karena bentuknya yang sederhana dan tidak terlalu berat akan memudahkan dalam aplikasi dan mobilisasinya. Peralatan ini dapat digunakan pada semua tipe mesin bubut tanpa bergantung pada spesifikasi tertentu saja. Bentuk dan sistem peredam seperti ini adalah merupakan suatu sistem peredam yang baru dan belum pernah dilakukan penelitian sebelumnya pada proses bubut untuk mengeliminir terjadinya *chatter*. Dengan sistem peredam ini diharapkan setidaknya dapat meningkatkan batas stabilitas sebesar 50% dari batas stabilitas jika pemotongan dilakukan tanpa menggunakan sistem peredam. Berdasarkan dasar pemikiran yang ada maka penulis tertarik untuk melakukan penelitian tentang batas stabilitas dengan judul “Studi Eksperimental Usaha Peningkatan Batas Stabilitas Proses Pemesinan pada Proses Bubut Slender Bar dengan Penambahan Massa Pasif pada Benda Kerja”.



1.3 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang ada maka rumusan masalah ditetapkan sebagai berikut:

1. Bagaimanakah pengaruh penambahan massa pasif terhadap batas stabilitas benda kerja *slender bar* dengan dimensi $\text{Ø}35\text{mm} \times 800\text{mm}$?
2. Berapakah jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* pada proses pembubutan *slender bar* dengan dimensi $\text{Ø}35\text{mm} \times 800\text{mm}$?

1.3.1 Batasan Masalah

Untuk menjadikan penelitian ini lebih terarah, maka batasan masalah yang ditetapkan meliputi hal-hal sebagai berikut:

1. Jenis material yang digunakan adalah *Mild Steel* ST-41.
2. Sistem penckaman bendakerja menggunakan *chuck-centre*.
3. Kecepatan putar spindel utama dan kecepatan makan masing-masing adalah 425 putaran / menit dan 0.06 mm / putaran.
4. Arah putaran spindel adalah searah putaran jarum jam.
5. Jenis pahat yang digunakan adalah pahat *insert* jenis carbide dengan sudut $K_r=90^\circ$.
6. Proses pemotongan dilakukan tanpa cairan pendingin.
7. Identifikasi *chatter* dilakukan dengan melihat kondisi permukaan hasil pemotongan dan hasil pembacaan alat ukur getaran.
8. Tidak membahas tentang biaya pembuatan sistem peredam.

1.3.2 Asumsi Penelitian

Asumsi yang digunakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mesin yang digunakan bekerja dalam kondisi baik.
2. Alat ukur yang digunakan dalam kondisi baik dan terkalibrasi.
3. Material yang digunakan adalah homogen.
4. Kondisi lingkungan sekitar tidak berpengaruh secara signifikan terhadap data hasil penelitian.



1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang diharapkan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh penambahan massa pasif terhadap batas stabilitas benda kerja *slender bar* dengan dimensi Ø35mm x 800mm.
2. Mendapatkan nilai yang menjadi jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* pada proses pembubutan *slender bar* dengan dimensi Ø35mm x 800mm.

1.5 Manfaat Penelitian

Sebagai bahan referensi bagi penelitian yang sejenis dalam rangka pengembangan pengetahuan tentang peningkatan batas stabilitas benda kerja sebagai upaya untuk memperkecil peluang terjadinya *chatter* selama proses pembubutan.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB 2

KAJIAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Penelitian awal tentang batas stabilitas pada proses pembubutan telah dilakukan oleh Koenigsberger dan Thusty (1970). Dalam penelitian tersebut dikatakan bahwa batas stabilitas proses pemesian tidak hanya dipengaruhi oleh parameter pemotongan saja, tetapi juga orientasi pahat terhadap benda kerja. Pada hasil penelitian tersebut menunjukkan bahwa pada sudut orientasi pahat 60° memberikan batas stabilitas tertinggi yang artinya dengan memposisikan pahat pada posisi ini produktifitas dapat dinaikan hingga 300% dibandingkan pada posisi pahat normal 0° dimana batas stabilitas naik dari 0,11 inchi menjadi 0,33 inchi.

Suhardjono (2000), dalam penelitiannya tentang peredam getaran pada proses bubut dengan konsep peredam massa pasif telah dikembangkan di Berlin dengan tujuan untuk mengurangi getaran bendakerja pada proses bubut. Sistem tersebut dikembangkan menggunakan lima derajat kebebasan. Pada penelitian tersebut, bendakerja yang digunakan adalah material St-60 dengan dimensi $\varnothing 140 \times 185$ mm. Sistem pencekaman bendakerja menggunakan chuck dan center. Pahat yang digunakan adalah pahat alur dengan sudut $\gamma_0 = 6^\circ$ dan $\alpha_0 = 5^\circ$. Hasil pengembangan peredam getaran pada mesin bubut tersebut dapat mengurangi getaran bendakerja dan berdampak pula pada penurunan kekasaran hasil proses pemesian secara total yakni dari $R_t 180 \mu\text{m}$ menjadi $R_t 20 \mu\text{m}$.

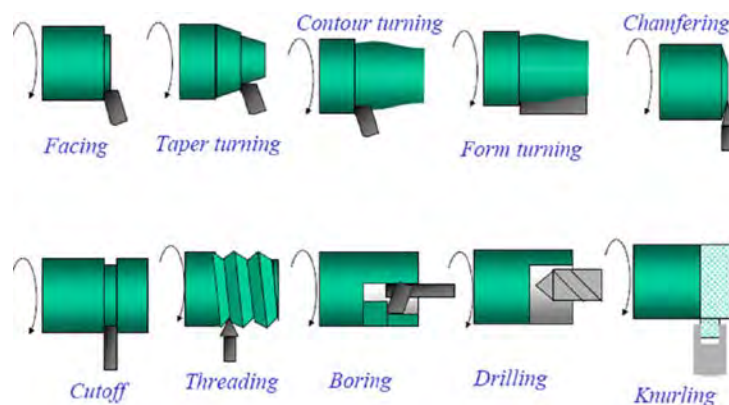
Lin (2008), dalam penelitiannya menemukan kondisi optimal untuk menghasilkan kualitas permukaan (*surface roughness*) yang baik pada proses bubut untuk benda kerja *austenitic stainless steel*, bahwa semakin kecil *feed rate*, semakin kecil nilai *surface roughness*, akan tetapi ketika *feed rate* lebih dari laju pemakanan kritis (*critical feed rate*), maka *chatter* akan terjadi dan kualitas permukaan benda kerja akan buruk. Disarankan tingkat *feed rate* yang ideal untuk penelitian ini adalah 0,04-0,06 mm/rev.



Semuel Boron (2013), dalam penelitiannya tentang pembubutan pipa $\varnothing 3$ inchi dengan menggunakan pasir sebagai peredam getaran menemukan bahwa dengan pengisian pasir masing-masing 25%, 50%, 75% dan 100% dapat menaikkan batas stabilitas benda kerja dari 0,51mm menjadi masing-masing 1,04 mm; 1,25 mm; 1,98 mm dan 2,49 mm.

2.2 Mesin Bubut

Mesin bubut adalah mesin perkakas konvensional yang digunakan untuk proses pemotongan logam (*metal cutting process*) dengan operasi dasar melibatkan benda kerja yang berputar dan pahat yang bergerak linear. Pada proses ini terjadi kontak langsung antara pahat dan benda kerja, oleh karena itu syarat utama proses ini adalah pahat harus lebih keras dari pada benda kerja yang dipotong. Dalam proses pembubutan benda kerja dicekam pada spindel utama mesin bubut sedangkan pahat bubut dicekam padaudukan pahat (*tool post*). Secara umum putaran spindel dan gerak makan diatur secara bertingkat sesuai dengan aturan yang telah distandarkan, misalnya 520, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 *rpm* untuk putaran spindel dan 0.06, 0.1, 0.112, 0.14, 0.16 mm/putaran untuk gerak makan. Untuk mesin bubut dengan putaran motor variable kecepatan putar spindel utama tidak lagi bertingkat melainkan berkesinambungan (*continue*). M acam-macam proses pengerjaan produk dengan menggunakan mesin bubut dapat dilihat pada gambar 2.1 dibawah ini.



Gambar 2.1 Macam-macam proses pengerjaan produk dengan menggunakan mesin bubut (Kalpakjian, 2001)

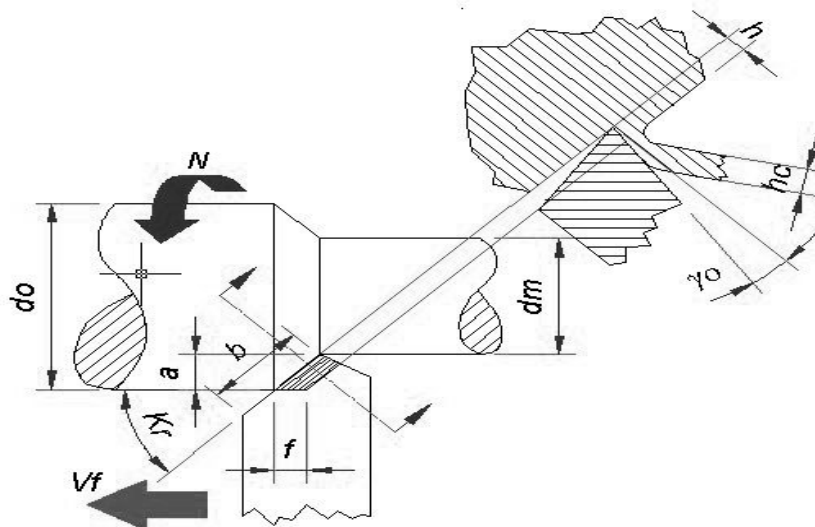


2.2.1 Elemen Dasar Proses Bubut

Elemen dasar dalam proses bubut secara umum sama dengan elemen dasar pada proses pemesian konvensional lainnya seperti milling, sekrap dan gundi. Perhitungan dalam penentuan nilai elemen dasar dari setiap proses pemesian dapat dihitung berdasarkan dimensi benda kerja dan/atau pahat serta besaran dari mesin perkakas. Elemen dasar dalam pemesian konvensional termasuk proses bubut, diantaranya adalah:

- Kecepatan potong (*cutting speed*) : v (m/menit)
- Gerak makan (*feeding*) : f (mm/putaran)
- Kedalaman potong (*depth of cut*) : a (mm)
- Waktu pemotongan (*cutting time*) : t_c (menit)
- Kecepatan penghasilan geram (*rate of metal removal*) : z (mm/menit)

Elemen dasar dalam proses bubut dapat diketahui atau dihitung dengan menggunakan rumus yang dapat diturunkan dengan memperhatikan parameter pada proses bubut seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.2 berikut ini:



Gambar 2.2 Parameter pada proses bubut (Rochim, 1993)

Parameter dasar dalam proses pembubutan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.2 adalah sebagai berikut:



Benda kerja	:	d_o = diameter awal (mm)
		d_m = diameter akhir (mm)
		l_t = panjang pemotongan (mm)
Pahat	:	k_r = sudut potong utama ($^{\circ}$)
		γ_o = sudut geram ($^{\circ}$)
Mesin bubut	:	a = kedalaman potong (mm)
		f = gerak makan (mm/putaran)
		n = putaran spindel (putaran/menit)

Berdasarkan parameter pada gambar 2.2, elemen dasar dalam proses pembubutan dapat dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

- Kecepatan potong:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} \quad (\text{m/menit}) \quad (2.1)$$

dimana, d = diameter rata-rata benda kerja (mm)

$$d = \frac{d_o + d_m}{2} \quad (2.2)$$

- Kecepatan makan:

$$V_f = f \cdot n \quad (\text{mm/menit}) \quad (2.3)$$

- Waktu pemotongan:

$$t_c = l_t / v_f \quad (\text{menit}) \quad (2.4)$$

- Kecepatan pembuangan geram:

$$Z = f \cdot a \cdot v \quad (\text{cm}^3/\text{menit}) \quad (2.5)$$

Besar sudut potong utama K_r ditentukan oleh geometri pahat dan cara pemasangan pahat pada mesin bubut. Untuk gerak makan dan kedalaman potong yang tetap, sudut ini akan mempengaruhi lebar pemotongan dan tebal geram sebelum terpotong. Lebar pemotongan dan tebal geram tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:



- Lebar pemotongan.

$$b = \frac{a}{\sin Kr} \quad (\text{mm}) \quad (2.6)$$

- Tebal geram sebelum terpotong.

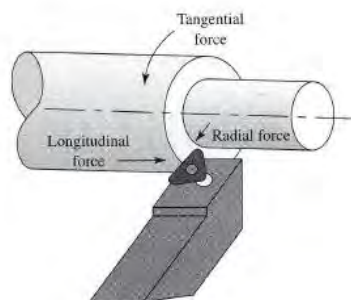
$$h = f \cdot \sin Kr \quad (\text{mm}) \quad (2.7)$$

dimana:

- Kedalaman potong (*depth of cut*) : a (mm)
- Gerak makan (*feeding*) : f (mm/putaran)
- Lebar geram sebelum terpotong : b (mm)
- Tebal geram sebelum terpotong : h (mm)

2.2.2 Gaya Potong

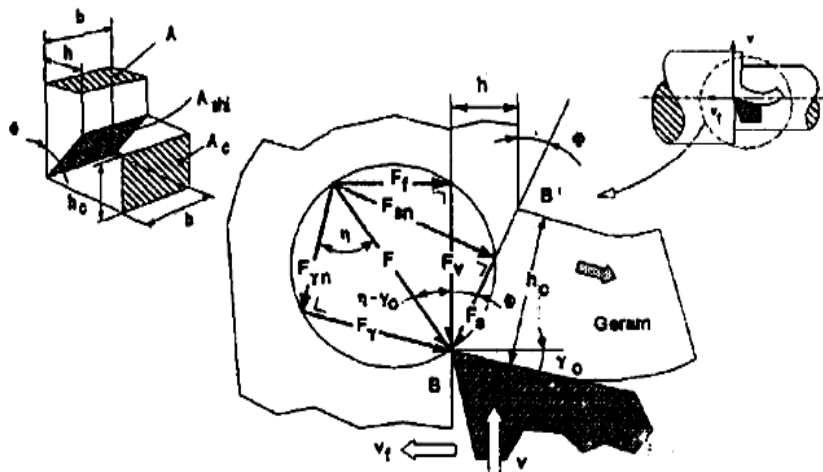
Proses pengerjaan bubut adalah merupakan suatu proses yang dilakukan untuk mengurangi diameter benda kerja dengan menggunakan pahat bermata tunggal. Selama proses pembubutan akan timbul gaya-gaya reaksi pada benda kerja. Gaya yang terjadi yaitu gaya tangensial, gaya radial dan gaya longitudinal seperti terlihat pada gambar 2.3. Gaya tangensial adalah merupakan suatu gaya yang datangnya searah dengan putaran benda kerja. Pada operasi normal gaya ini merupakan gaya terbesar dengan jumlah sekitar 98% dari total gaya yang diperlukan untuk operasi. Gaya longitudinal terjadi sejajar dengan sumbu benda kerja dan mewakili hambatan dari pemakanan mata pahat. Besarnya gaya ini biasanya 50% gaya tangensial. Namun jika kecepatan pemakanan rendah, hanya diperlukan sekitar 1% dari total gaya yang diperlukan. Gaya radial terjadi pada arah radial benda kerja dan gayanya paling kecil dibandingkan dengan dua gaya lainnya.



Gambar 2.3 Gaya-gaya pada proses bubut (Kalpakjian, 2008)



Dalam proses pemotongan, besar gaya potong ditentukan oleh jenis material benda kerja. Dalam praktek kita telah mengetahui bahwa untuk kondisi pemotongan yang sama maka gaya potong bagi bendakerja dengan bahan dasar aluminium lebih rendah daripada gaya potong pada bendakerja baja. Selain jenis material bendakerja gaya potong juga sangat dipengaruhi oleh penampang geram dan geometri pahat. Untuk kedalaman potong yang sama, pahat dengan sudut geram yang kecil γ_o akan menyebabkan sudut geser Φ menjadi kecil dan bidang geser A_{shi} menjadi semakin besar. Dengan bidang geser yang besar menyebabkan tegangan geser τ_{shi} yang terjadi saat pemotongan berlangsung juga menjadi besar sehingga gaya potong yang terjadi menjadi semakin tinggi. Ilustrasi proses terjadinya pemotongan pada proses bubut dapat dilihat pada gambar 2.4 berikut ini.



Gambar 2.4 Lingkaran gaya pemotongan atau lingkaran merchant (Rochim, 1993)

Gaya dan fariabel lainnya sebagaimana yang ditunjukan pada gambar 2.4 dijelaskan sebagai berikut:

F_v : Gaya potong, searah dengan kecepatan potong.

F_f : Gaya makan, serah dengan kecepatan makan.

F_s : Gaya geser, gaya yang mendeformasi material pada bidang geser sehingga melampaui batas elastik.

F_{sn} : Gaya normal pada bidang geser yang menyebabkan pahat tetap menempel pada benda kerja.

F_γ : Gaya gesek pada bidang geram.



F_{yn} : Gaya normal pada bidang geram.

F : Gaya total.

V : Kecepatan potong.

V_f : Kecepatan makan.

h : Tebal geram sebelum terpotong.

h_c : Tebal geram setelah terpotong.

γ_o : Sudut geram.

Φ : Sudut geser.

b : Lebar geram.

A_{shi} : Penampang bidang geser.

Sewaktu pemotongan mulai berlangsung, gaya potong F_v akan membesar, daerah dimuka mata potong akan menderita tegangan geser dengan orientasi dan harga yang bervariasi. Salah satu bidang yang akan menderita tegangan geser terbesar adalah bidang geser A_{shi} . Dengan naiknya gaya potong maka tegangan geser pada bidang tersebut akan melampaui batas elastik (yield) sehingga terjadi deformasi plastic yang menyebabkan terbentuknya geram. Bila hal ini telah terjadi maka gaya potong telah mencapai harga maksimum dan tidak akan naik lagi. Berdasarkan analisis geometrik dari lingkaran gaya pemotongan pada gambar 2.4 dapat diturunkan rumus dasar gaya potong seperti berikut:

$$F_v = \tau_{shi} b h \frac{\cos(\eta - \gamma_o)}{\sin \Phi \cos(\Phi + \eta - \gamma_o)} \quad (2.8)$$

dimana:

F_v = Gaya potong (N)

τ_{shi} = Tegangan geser pada bidang geser (N/mm^2)

b = Lebar geram sebelum terpotong (mm)

h = Tebal geram sebelum terpotong (mm)

η = Sudut gesek ($^\circ$)

γ_o = Sudut geram ($^\circ$)

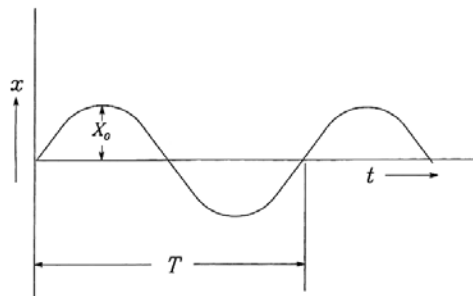
Φ = Sudut geser ($^\circ$)



2.3 Getaran

Semua sistem mekanik memiliki massa dan elastisitas tertentu yang mampu bergerak secara relatif, sehingga hampir semua struktur mesin perkakas akan mengalami getaran. Getaran adalah gerakan bolak-balik dalam suatu interval waktu tertentu. Gerakan bolak-balik dalam selang waktu tertentu disebut gerakan periodik. Gerakan periodik ini selalu dapat dinyatakan dalam fungsi sinus dan cosinus, oleh sebab itu gerakan periodik disebut juga sebagai gerakan harmonik.

Ilustrasi gerakan periodik harmonik dalam domain waktu ditunjukkan pada gambar 2.5. Perpindahan jarak (*displacement*) digambarkan pada arah vertikal sedangkan waktu digambarkan pada arah horizontal.



Gambar 2.5 Gerakan periodik harmonik atau getaran dalam domain waktu (Mobley, 1999)

Pada gambar 2.5 terlihat bahwa nilai maksimum *displacement* adalah X_0 . Nilai ini disebut amplitudo. Periode T biasanya diukur dalam satuan detik. Setiap satu kali gelombang naik dan turun dinamakan osilasi sedangkan gelombang bolak-balik dalam satu periode T disebut frekuensi getaran (f) yang besarnya diukur dalam satuan *cycles per second (cps)* atau Hertz (Hz). Secara matematis nilai frekuensi getaran adalah satu per periode $f=1/T$.

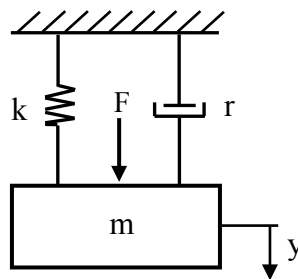
Sistem getaran mesin yang merupakan rangkaian dari komponen-komponen mesin memiliki kemungkinan untuk bergetar tidak hanya pada satu arah namun dapat pula bergetar ke berbagai arah. Bila untuk menentukan kedudukan massa geometri sistem getaran mesin dalam ruang hanya diperlukan satu arah atau koordinat maka sistem getaran tersebut dinamakan sistem derajat kebebasan tunggal. Sedangkan bila dibutuhkan lebih dari satu arah dinamakan



sistem derajat kebebasan banyak. Mesin perkakas memiliki komponen yang bermacam-macam sehingga sistem getaran mesin perkakas merupakan sistem derajat kebebasan banyak. Untuk kepentingan analisa, sistem getaran mesin perkakas dapat disederhanakan menjadi sistem getaran dengan derajat kebebasan tertentu saja.

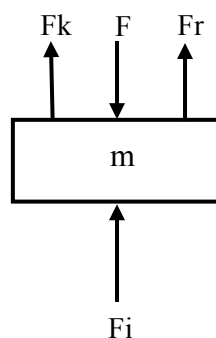
2.3.1 Getaran Paksa Satu Derajat Kebebasan

Apabila suatu sistem beresilasi karena pengaruh gaya luar (F) maka system tersebut dikatakan mengalami getaran paksa yang berakibat terjadinya penyimpangan (*displacement*). Sistem getaran paksa teredam dengan satu derajat kebebasan terdiri atas gaya luar, massa, pegas dan redaman sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 2.6 berikut:



Gambar 2.6 Sistem getaran paksa satu derajat kebebasan

Diagram benda bebas dari gambar sistem getaran diatas dapat digambarkan seperti pada gambar 2.7 berikut:



Gambar 2.7 Diagram benda bebas sistem getaran paksa satu derajat kebebasan



Simbol-simbol diagram benda bebas pada gambar 2.7 diatas dijelaskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F &= \text{Gaya eksitasi (gaya luar)} & F_i &= \text{Gaya inersia} \\ m &= \text{Massa benda kerja} & F_r &= \text{Gaya redaman} \\ F_k &= \text{Gaya pegas} & y &= \text{Arah gerak benda kerja} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan kesetimbangan gaya yang bekerja pada system $\Sigma F = F$ maka persamaan tersebut menjadi:

$$F_i + F_r + F_k = F \quad (2.9)$$

karena penyimpangan (y) dapat diturunkan menjadi kecepatan dan percepatan, dengan memberikan simbol notasi titik maka diperoleh:

$$m\ddot{y} + r\dot{y} + ky = F \quad (2.10)$$

dengan asumsi bahwa gaya eksitasi yang terjadi adalah harmonic, maka $F = \hat{F}e^{i\Omega t}$ dan asumsi bahwa getaran yang terjadi adalah harmonik dan $i = \sqrt{-1}$ maka:

$$\left. \begin{aligned} y &= \hat{y} e^{i\Omega t} \\ \dot{y} &= i\Omega \hat{y} e^{i\Omega t} \\ \ddot{y} &= -\Omega^2 \hat{y} e^{i\Omega t} \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

substitusi persamaan (2.11) ke persamaan (2.10) maka didapatkan:

$$(-m\Omega^2 + ir\Omega + k)\hat{y}e^{i\Omega t} = \hat{F}e^{i\Omega t} \quad (2.12)$$

dengan mengalikan persamaan (2.12) dengan $(1/m)$ maka didapatkan:

$$\left(-\Omega^2 + \frac{r}{m}i\Omega + \frac{k}{m}\right)\hat{Y}e^{i\Omega t} = \hat{F}e^{i\Omega t} \quad (2.13)$$

dengan mengikuti ketentuan $\frac{r}{m} = 2D\omega_0$ dan $\frac{k}{m} = \omega_0^2$ maka didapatkan:

$$(-\Omega^2 + 2D\omega_0 i\Omega + \omega_0^2)\hat{Y}e^{i\Omega t} = \hat{F}e^{i\Omega t} \quad (2.14)$$

dengan mengalikan persamaan (2.14) dengan $(1/\omega_0^2)$ maka didapatkan:

$$\left(-\frac{\Omega^2}{\omega_0^2} + \frac{\omega_0}{\omega_0^2} 2Di\Omega + 1\right)\hat{Y}e^{i\Omega t} = \hat{F}e^{i\Omega t} \quad (2.15)$$

dengan mengikuti ketentuan $\eta = \frac{\Omega}{\omega_0}$ maka didapatkan:

$$(1 - \eta^2 + 2Di\eta)\hat{Y}e^{i\Omega t} = \hat{F}e^{i\Omega t} \quad (2.16)$$

Frekuensi pribadi angular dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.17)$$



Rasio redaman dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$D = \zeta = \frac{r}{r_c} = \frac{r}{2\sqrt{km}} \quad (2.18)$$

dimana r_c adalah critical damping.

Rasio redaman (D) dapat ditentukan pula dengan menggunakan persamaan berikut:

$$D = \frac{f_2 - f_1}{2f_r} \quad (2.19)$$

dimana f_r frekuensi resonansi.

Nilai f_1 dan f_2 didapat dari perpotongan grafik pada daerah frekuensi pribadi dengan nilai:

$$\frac{1}{2}\sqrt{2} \cdot a \quad (2.20)$$

dimana a adalah harga amplitudo pada frekuensi pribadi sistem.

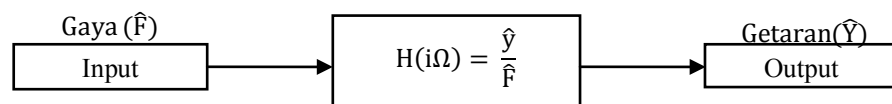
Nilai redaman dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$r = 2D\sqrt{km} \quad (2.21)$$

Nilai redaman sistem dapat pula ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$r = 2 \cdot D \cdot \omega_0 \cdot m \quad (2.22)$$

Analisis untuk system getaran paksa ditentukan dari hubungan input-output fungsi frekuensi dari fungsi transfer $H(i\Omega)$ seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.8 berikut:



Gambar 2.8 Sistem analisis getaran

Fungsi respon frekuensi adalah rasio respon getaran (\hat{Y}) dengan gaya eksitasi (\hat{F}) sebagai karakteristik penguatan amplitudo getaran sehingga perbandingan amplitudo getaran dan gaya eksitasi adalah sebagai berikut:

$$H(i\Omega) = \frac{\hat{Y}e^{i\Omega t}}{\hat{F}e^{i\Omega t}} = \frac{\hat{Y}}{\hat{F}} \quad (2.23)$$

dengan demikian maka fungsi transfer persamaan (2.23) antara getaran dan gaya eksitasi adalah sebagai berikut:



$$H(i\Omega) = \frac{\hat{Y}}{\hat{F}} = \frac{1}{1-\eta^2+i2D\eta} \quad (2.24)$$

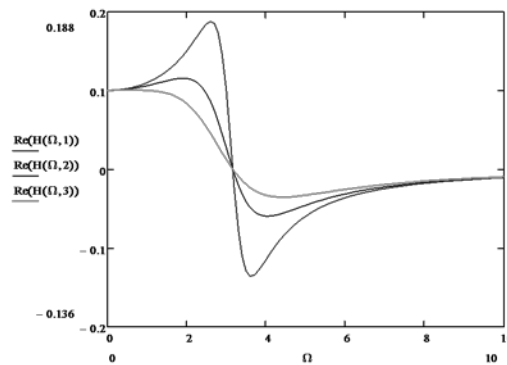
dengan mengalikan persamaan (2.24) dengan bilangan kompleks konjugasinya maka diperoleh persamaan berikut:

$$\begin{aligned} H(i\Omega) &= \frac{1}{1-\eta^2+i2D\eta} \times \frac{1-\eta^2-i2D\eta}{1-\eta^2-i2D\eta} \\ &= \frac{1-\eta^2}{(1-\eta^2)^2+4 D^2\eta^2} - \frac{2Di\eta}{(1-\eta^2)^2+4 D^2\eta^2} \end{aligned} \quad (2.25)$$

Dengan demikian maka komponen real dari fungsi transfer tersebut adalah:

$$R_e[H(\Omega)] = \frac{1-\eta^2}{(1-\eta^2)^2+4 D^2\eta^2} \quad (2.26)$$

Contoh gambar grafik komponen real dari fungsi transfer ditunjukkan pada gambar 2.9 berikut ini.

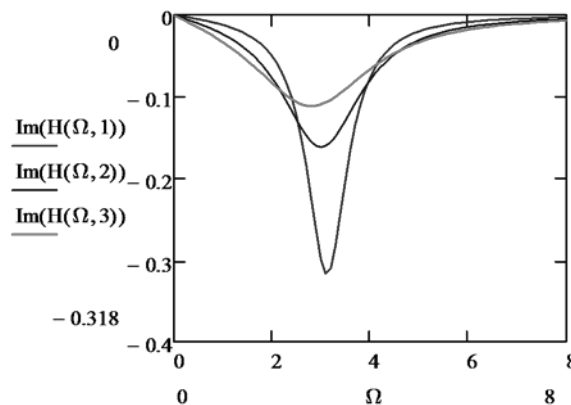


Gambar 2.9 Grafik komponen real dari suatu fungsi transfer

Komponen imajiner dari fungsi transfer tersebut adalah:

$$Im[H(\Omega)] = \frac{-2Di\eta}{(1-\eta^2)^2+4 D^2\eta^2} \quad (2.27)$$

Contoh gambar grafik komponen imajiner ditunjukkan pada gambar 2.10 berikut:



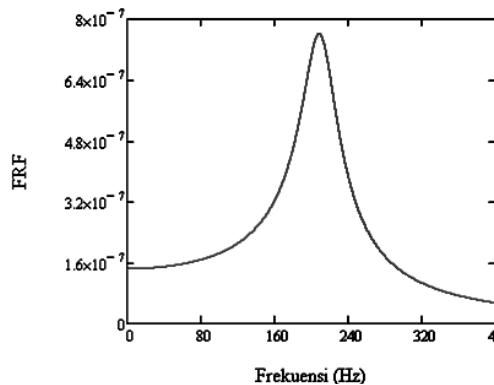
Gambar 2.10 Grafik komponen imajiner dari suatu fungsi transfer



Untuk harga absolut dari fungsi transfer memiliki persamaan umum sebagai berikut:

$$|H(i\Omega)| = \sqrt{[\text{Re}\{H(i\Omega)\}]^2 + [\text{Im}\{H(i\Omega)\}]^2} \quad (2.28)$$

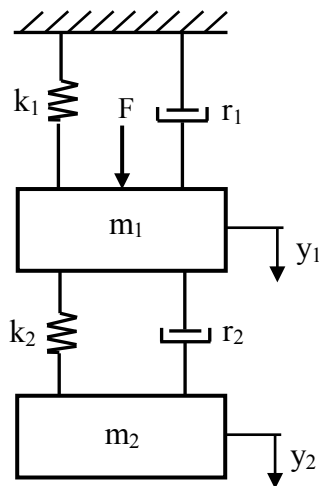
Contoh grafik fungsi transfer yang merupakan karakteristik penguatan amplitudo getaran satu derajat kebebasan ditunjukkan pada gambar 2.11 berikut ini.



Gambar 2.11 Grafik karakteristik penguatan amplitudo getaran satu derajat kebebasan

2.3.2 Getaran Paksa Dua Derajat Kebebasan

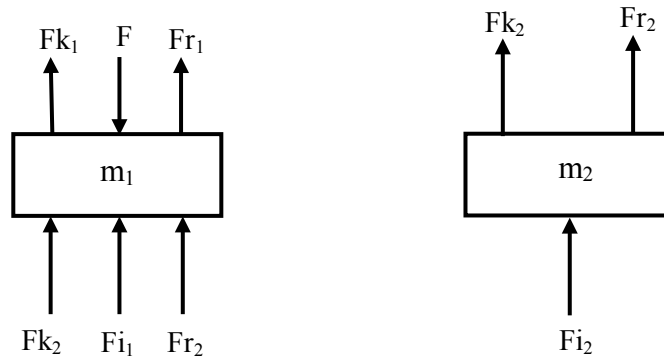
Sistem getaran paksa teredam dengan dua derajat kebebasan terdiri atas gaya eksitasi, massa, pegas dan redaman sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 2.12 berikut:



Gambar 2.12 Sistem getaran paksa dua derajat kebebasan



Diagram benda bebas dari gambar sistem getaran diatas dapat digambarkan seperti pada gambar 2.13 berikut:



Gambar 2.13 Diagram benda bebas sistem getaran paksa dua derajat kebebasan

Simbol-simbol diagram benda bebas pada gambar 2.13 diatas dijelaskan sebagai berikut:

F	= Gaya eksitasi		
m_1	= Massa-1	m_2	= Massa-2
F_{k1}	= Gaya pegas-1	F_{k2}	= Gaya pegas-2
F_{i1}	= Gaya inersia massa-1	F_{i2}	= Gaya inersia massa-2
F_{r1}	= Gaya redaman-1	F_{r2}	= Gaya redaman-2
y_1	= Arah gerak massa-1	y_2	= Arah gerak massa-2

Dengan menggunakan persamaan kesetimbangan gaya yang bekerja pada system $\Sigma F=F$ untuk massa-1 dan $\Sigma F=0$ massa-2 maka persamaan pada gambar 2.13 menjadi:

$$F_{i1} + F_{r1} + F_{k1} + F_{r2} + F_{k2} = F \quad (2.29)$$

$$F_{i2} + F_{r2} + F_{k2} = 0 \quad (2.30)$$

karena penyimpangan (y) dapat diturunkan menjadi kecepatan dan percepatan, dengan memberikan simbol notasi titik maka diperoleh:

Persamaan gerak sistem untuk massa-1 dapat ditulis sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + r_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1 + r_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_2 (y_1 - y_2) &= F \\ m_1 \ddot{y}_1 + (r_1 + r_2) \dot{y}_1 - r_2 \dot{y}_2 + (k_1 + k_2) y_1 - k_2 y_2 &= F \end{aligned} \quad (2.31)$$

Persamaan gerak sistem untuk massa-2 dapat ditulis sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{y}_2 + r_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_2 (y_2 - y_1) &= 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 - r_2 \dot{y}_1 + r_2 \dot{y}_2 - k_2 y_1 + k_2 y_2 &= 0 \end{aligned} \quad (2.32)$$



Persamaan gerak sistem untuk dua derajat kebebasan diatas dapat ditulis dalam bentuk matriks sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} r_1 + r_2 & -r_2 \\ -r_2 & r_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.33)$$

dimana:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} = \text{Matriks massa} \quad \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} = \text{Matriks percepatan}$$

$$\begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix} = \text{Matriks redaman} \quad \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} = \text{Matriks kecepatan}$$

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} = \text{Matriks kekakuan} \quad \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \text{Matriks displacement}$$

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ 0 \end{Bmatrix} = \text{Matriks gaya}$$

dengan asumsi bahwa gaya eksitasi yang bekerja adalah harmonik, maka

$$F = \hat{F}e^{i\Omega t}$$

dan respon getaran yang terjadi adalah harmonik dan $i = \sqrt{-1}$ maka:

$$\left. \begin{aligned} y &= \hat{y} e^{i\Omega t} \\ \dot{y} &= i\Omega \hat{y} e^{i\Omega t} \\ \ddot{y} &= -\Omega^2 \hat{y} e^{i\Omega t} \end{aligned} \right\} \quad (2.34)$$

Substitusi persamaan (2.34) kepersamaan (2.33) maka didapatkan:

$$\begin{aligned} &\left[\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} (-\Omega^2) + \begin{bmatrix} r_1 + r_2 & -r_2 \\ -r_2 & r_2 \end{bmatrix} (i\Omega) + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} \hat{y}_1 \\ \hat{y}_2 \end{Bmatrix} e^{i\Omega t} = \begin{Bmatrix} \hat{F}_1 \\ 0 \end{Bmatrix} e^{i\Omega t} \\ &\begin{bmatrix} -m_1\Omega^2 + i\Omega(r_1 + r_2) + (k_1 + k_2) & -i\Omega r_2 - k_2 \\ -i\Omega r_2 - k_2 & -m_2\Omega^2 + i\Omega r_2 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{y}_1 \\ \hat{y}_2 \end{Bmatrix} e^{i\Omega t} = \begin{Bmatrix} \hat{F}_1 \\ 0 \end{Bmatrix} e^{i\Omega t} \quad (2.35) \end{aligned}$$

untuk mencari karakteristik sistem getaran untuk *forced vibration*, maka gaya eksitasi sebagai input harus diketahui (diukur) dan respon getaran yang terjadi juga harus diketahui (diukur). Sehingga karakteristik getaran tersebut memperoleh fungsi transfer seperti yang ditunjukkan pada gambar 10.

untuk fungsi transfer dimana getaran di massa satu akibat dari gaya eksitasi di massa satu juga disebut $H_{11}(\Omega)$ jadi:

$$H_{11}(\Omega) = \frac{\hat{y}_1 e^{i\Omega t}}{\hat{F}_1 e^{i\Omega t}} = \frac{\hat{y}_1}{\hat{F}_1} \quad (2.36)$$

\hat{Y}_1 dapat dihitung berdasarkan metoda cramer dengan mengganti kolom-1 dengan matriks gaya sehingga:



$$\hat{Y}_1 = \frac{\begin{vmatrix} \hat{F}_1 & -ir_2\Omega - k_2 \\ 0 & -m_2\Omega^2 + ir_2\Omega + k_2 \end{vmatrix}}{|C|} = \frac{\hat{F}_1(-m_2\Omega^2 + ir_2\Omega + k_2)}{|C|} \quad (2.37)$$

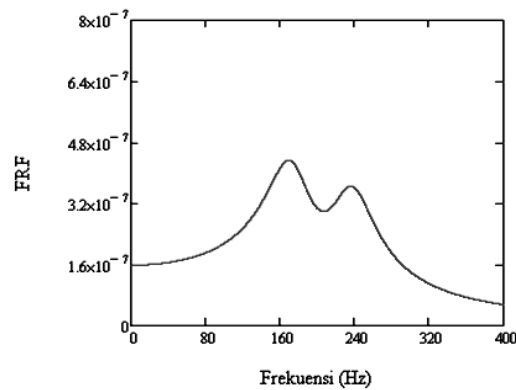
dimana $|C|$ adalah determinasi dari matriks karakteristik, dengan demikian:

$$H_{11}(\Omega) = \frac{\hat{Y}_1}{\hat{F}_1} = \frac{-m_2\Omega^2 + ir_2\Omega + k_2}{|C|} \quad (2.38)$$

Keterangan:

$$|C| = (-m_1\Omega^2 + i\Omega(r_1 + r_2) + (k_1 + k_2))(-m_2\Omega^2 + i\Omega r_2 + k_2) - (-i\Omega r_2 - k_2)^2$$

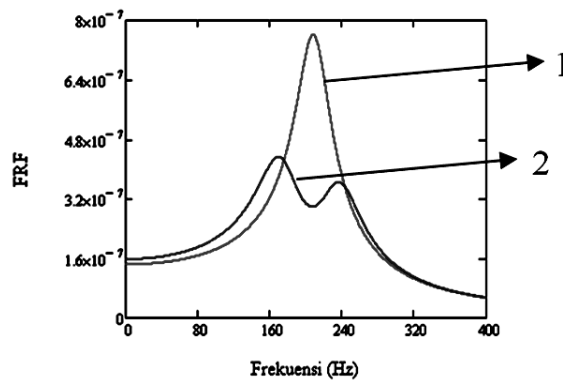
Contoh grafik fungsi transfer yang merupakan karakteristik penguatan amplitudo getaran dua derajat kebebasan ditunjukkan pada gambar 2.14 berikut ini.



Gambar 2.14 Grafik karakteristik penguatan amplitudo getaran dua derajat kebebasan

2.3.3 Karakteristik Penguatan Amplitudo Getaran

Untuk memperjelas perbedaan karakteristik penguatan amplitudo getaran antara sistem getaran satu derajat kebebasan dengan dua derajat kebebasan pada gambar 2.15 berikut ini ditampilkan perbandingan grafik karakteristik penguatan amplitudo getaran tersebut.



Gambar 2.15 Perbandingan karakteristik penguatan amplitudo

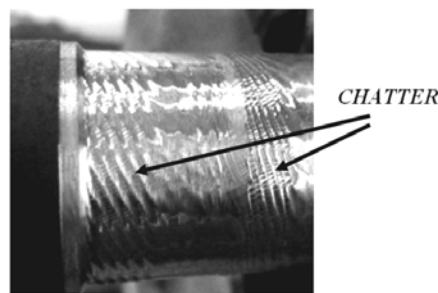
Pada Gambar 2.15 diatas, grafik yang bernomor satu adalah grafik karakteristik sistem getaran satu derajat kebebasan sedangkan grafik yang bernomor dua adalah grafik karakteristik sistem getaran dua derajat kebebasan. Dengan menggunakan dua derajat kebebasan terlihat bahwa amplitudo dapat direduksi sehingga getaran yang terjadi akan memiliki fungsi respon frekuensi yang rendah dibandingkan dengan menggunakan sistem satu derajat kebebasan.

2.4 Chatter

Chatter adalah fenomena terjadinya getaran yang berlebihan pada saat proses pemesinan sedang berlangsung, dimana proses tersebut masuk dalam daerah terlarang yaitu daerah tidak stabil (*unstable*). *Chatter* ini disebabkan oleh perubahan tebal geram dan perubahan ini proporsional dengan perubahan gaya potong yang mengeksitasi sistem getaran mesin perkakas. Getaran yang berlebihan tidak hanya terjadi antara pahat dan benda kerja saja tetapi juga pada seluruh struktur mesin perkakas seperti *spindle head*, bantalan, poros penggerak, ulir penggerak dan lain-lain (Suhardjono, 2000). *Chatter* adalah merupakan sesuatu yang harus dihindari dalam proses pembubutan karena dapat menyebabkan timbulnya gelombang yang berlebihan pada permukaan hasil pemotongan sehingga menurunkan kualitas suatu produk. Kerugian lain yang bisa ditimbulkan oleh *chatter* adalah meningkatnya kecepatan keausan pahat, timbulnya suara bising yang dapat mengganggu pendengaran operator dan penurunan umur mesin perkakas. Karena banyaknya kerugian yang dapat

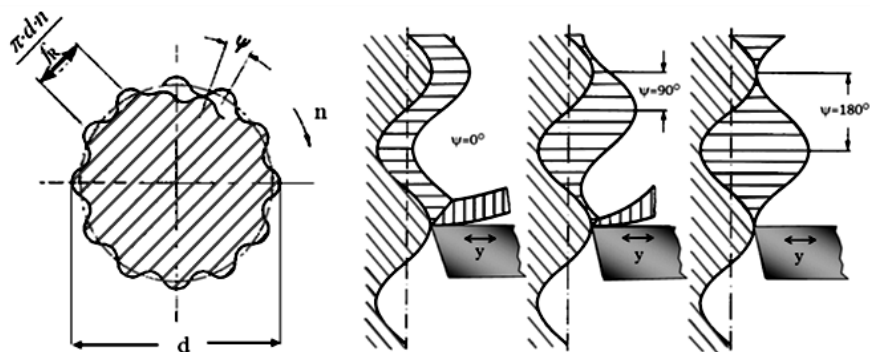


disebabkan oleh *chatter* baik pada produk, pahat, operator maupun pada mesin perkakas maka sebaiknya *chatter* harus dihindari selama proses pembubutan. Beberapa upaya yang mungkin dilakukan untuk menghindari terjadinya *chatter* selama pemotongan adalah dengan mengetahui batas stabilitas proses pemotongan dari suatu mesin perkakas dan dengan menggunakan alat bantu sistem peredam untuk mengurangi terjadinya getaran selama proses pemotongan berlangsung. Contoh permukaan produk hasil bubutan yang mengalami *chatter* dapat dilihat pada gambar 2.16 berikut ini.



Gambar 2.16 Permukaan benda kerja yang mengalami *chatter*

Secara umum *chatter* yang terjadi pada proses bubut disebabkan oleh efek regeneratif selama proses pembubutan berlangsung. *Chatter* karena efek regeneratif adalah bahwa energi yang diberikan ke sistem akibat modulasi tebal geram oleh pengaruh permukaan yang bergelombang dari proses pemotongan sebelumnya. Modulasi tebal geram ini disebabkan oleh adanya pergeseran fasa antara gelombang dari proses pemotongan sebelumnya dengan gelombang permukaan pada saat pemotongan sedang berlangsung. Gambar fluktuasi tebal geram akibat beda fasa dapat dilihat pada gambar 2.17 berikut ini.



Gambar 2.17 Fluktuasi tebal geram akibat beda fasa (Suhardjono, 2000)



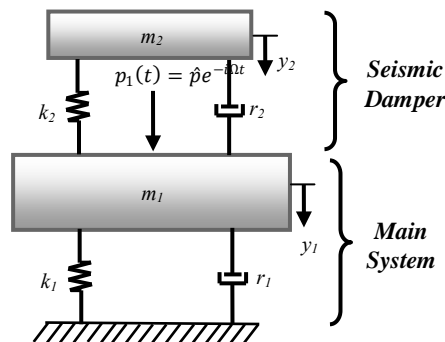
Pada Gambar 2.17 diatas terlihat bahwa, ketika sudut fasa $\phi = 0^\circ$ gelombang permukaan saat proses pemotongan berlangsung tepat pada gelombang permukaan putaran sebelumnya. Pada fasa ini tebal geram tetap sehingga gaya potong konstan (tidak berfluktuasi) akibatnya pada fasa ini tidak terjadi *chatter*.

Pada sudut fasa $\phi = 90^\circ$ terjadi pergeseran fasa antara gelombang permukaan saat proses pemotongan berlangsung dan gelombang permukaan dari proses pemotongan sebelumnya sejauh 90° . Pada fasa ini terjadi perubahan tebal geram sehingga gaya potong berfluktuasi. Dengan gaya potong yang berfluktuasi akan menimbulkan *chatter*. Fluktuasi gaya potong terbesar akan terjadi pada beda fasa $\phi = 180^\circ$.

2.5 Seismic Damper

Fenomena *seismic damping* dapat dijelaskan sebagai berikut: sebuah mesin bila diberi struktur tambahan tertentu maka getaran mesin akan berkurang dan sebaliknya bila struktur tambahan tersebut dilepas maka getaran mesin akan kembali tinggi seperti semula. Dengan kata lain bahwa dengan penambahan struktur tertentu maka getaran mesin akan berkurang. Struktur tertentu tersebut dinamakan sebagai *seismic damper*.

Dengan demikian dapat digambarkan pendekatan sistem getaran dua derajat kebebasan yang terjadi pada mesin bubut tersebut seperti pada gambar 2.18 berikut ini.

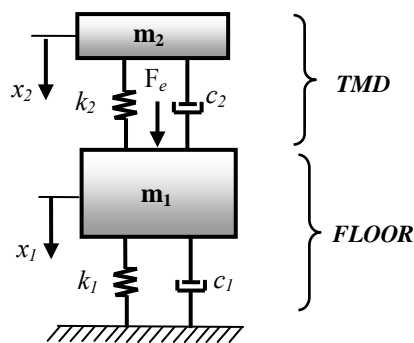


Gambar 2.18 Model sistem getaran dua derajat kebebasan (Imam, 2004)



Prinsip kerja *seismic damper* memiliki kemiripan dengan *Tuned Mass Damper* (TMD). Ide dasar TMD dijelaskan secara teoritis oleh Den Hartog (1947) dalam bukunya yang berjudul *mechanical vibration*. Andaikan terdapat suatu sistem massa-pegas menerima gaya harmonis, lalu kepada sistem itu ditambahkan sistem getaran lain (osilator) dengan massa m dan konstanta pegas k yang relatif lebih kecil dibandingkan dengan sistem utamanya. Jika frekuensi alami dari osilator itu $\sqrt{k/m}$ diatur sedemikian rupa sehingga sama dengan frekuensi getar dari gaya harmonis, maka dapat diperlihatkan secara teoritis bahwa massa utama menjadi tidak bergetar sama sekali. Pengaturan frekuensi osilator umumnya dilakukan dengan menyesuaikan massa osilator sehingga disebut *tuned mass damper*. Sistem tersebut memiliki prinsip absorber. Absorber adalah sebuah alat perlengkapan mesin yang berfungsi untuk meredam getaran mesin. Absorber merupakan alat perlengkapan yang sudah lama atau tradisional namun sangat efektif untuk mengurangi getaran pada suatu mesin (C.C. Cheng dkk, 2009).

Pada gambar 2.19 dibawah ini dapat dilihat bahwa sistem *tuned mass damper* (TMD) memiliki kemiripan dengan *seismic damper* yang digambarkan pada gambar 2.18 diatas.



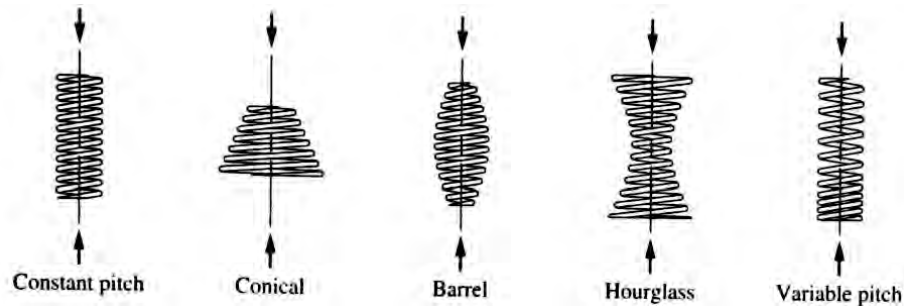
Gambar 2.19 Skema representasi sistem dua derajat kebebasan (Saidi.dkk, 2007)

Pada umumnya absorber dapat dianggap sebagai sistem *spring-mass-damper* (SMD) dan memiliki performansi yang paling baik dalam mengurangi getaran saat frekuensi eksitasi sama dengan frekuensi pribadinya (C.C. Cheng dkk, 2009).



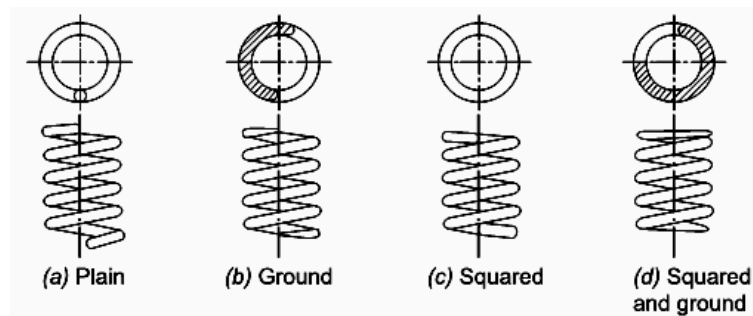
2.6 Pegas

Pegas tekan spiral terdiri dari beberapa tipe, yaitu *constant pitch*, *conical*, *barrel*, *hourglass*, dan *variable pitch*. Pegas tekan spiral yang umum digunakan adalah tipe *constant pitch*. Gambar 2.20 berikut ini adalah gambar tipe pegas tekan spiral.



Gambar 2.20 Tipe pegas tekan spiral (Mott, 2004)

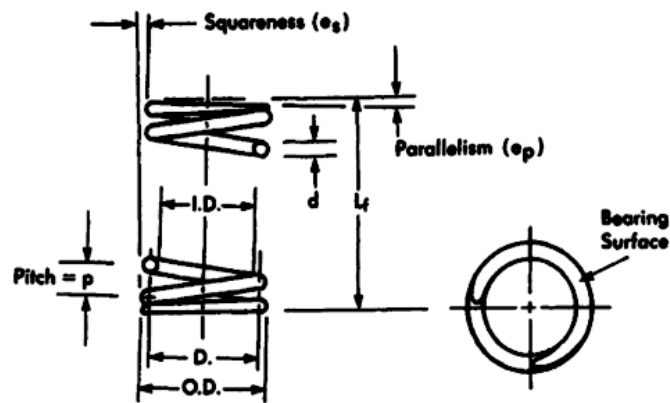
Tipe ujung pegas dibedakan menjadi empat jenis yaitu *plain ends coiled*, *ground coiled*, *squared or closed ends not ground coiled*, *squared and ground ends coiled* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.21 berikut ini.



Gambar 2.21 Tipe ujung pegas tekan spiral (Liangah, 2003)

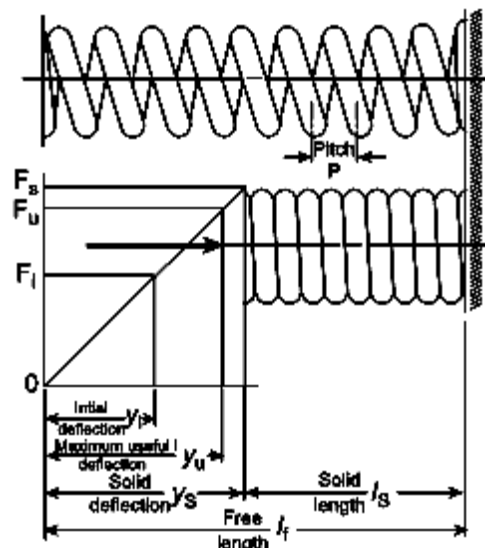
2.6.1 Terminologi Pegas

Pegas spiral memiliki notasi tertentu, gambar 2.22 dibawah ini adalah gambar dan notasi pegas spiral.



Gambar 2.22 Notasi pegas spiral – Associated spring, Barnes group inc (Shigley, dkk. 2004)

Notasi panjang dan gaya pada sebuah pegas spiral ditunjukkan pada gambar 2.23 dibawah ini.



Gambar 2.23 Notasi panjang dan gaya pada pegas spiral (Liangah, 2003)

Terminologi dan definisi notasi yang disepakati pada sebuah pegas seperti yang digambarkan pada gambar 2.22 dan 2.23 adalah sebagai berikut:

1. Kawat pegas dapat berupa kawat bulat maupun segi empat. Kawat pegas bulat lebih umum digunakan karena lebih ekonomis sedangkan kawat segi empat digunakan misalnya pada *metal stamping dies* dan mold injeksi plastik. Diameter kawat pegas disimbolkan dengan huruf “d”.



2. Indeks Pegas (C) adalah rasio diameter rata-rata (D) terhadap diameter kawat pegas (d).

$$C = \frac{D}{d} \quad (2.39)$$

Rentang indeks antara 3 hingga 15 secara komersial layak diproduksi namun yang direkomendasikan adalah lebih besar dari 5. Nilai indeks pegas dibawah 5, bentuk pegas sangat sulit dibuat dan akibat deformasi banyak terjadi retakan pada kawat pegas sedangkan nilai indeks diatas 15 sulit untuk diproduksi dan membutuhkan teknik khusus. Nilai indeks (C) sangat mempengaruhi defleksi dan tegangan pada pegas. Nilai C yang besar akan mengurangi kemungkinan pegas melengkung.

3. Panjang bebas (L_f) adalah panjang pegas secara keseluruhan yang diukur secara paralel terhadap sumbu aksis saat pegas tanpa beban. Panjang pegas bebas adalah panjang referensi untuk menentukan kebutuhan besar gaya yang bekerja pada pegas.
4. Jumlah lilitan kawat pegas yaitu jumlah total lilitan kawat (N_t) atau jumlah lilitan kawat aktif (N_a). Perbedaan antara N_t dan N_a adalah pada kawat yang tidak aktif yaitu pada kedua ujung pegas yang tidak terdefleksi selama menerima gaya.
5. Panjang solid (L_s) adalah panjang kawat pegas minimum saat menerima gaya. Pada pegas tipe ground, nilai panjang solid dapat ditentukan menggunakan persamaan:

$$L_s = N_t \cdot d \quad (2.40)$$

6. *Spring rate* atau nilai kekakuan pegas (k) adalah hubungan antara perubahan gaya yang diterima pegas dengan perubahan defleksi yang terjadi.

Persamaan untuk menentukan kekakuan pegas adalah:

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta L} \quad (2.41)$$

atau

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot N_a} \quad (2.42)$$



dimana:

G adalah shear modulus

d adalah diameter kawat

D adalah diameter rata-rata

N_a adalah jumlah lilitan kawat aktif

7. Tegangan geser (*shear stress*) maksimum yang terjadi pada pegas akibat gaya tekan yang diberikan searah sumbu aksial pegas. Nilai maksimum tegangan geser yang terjadi pada permukaan pegas dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\tau = \frac{K.F.C}{\pi.d^2} \quad (2.43)$$

dimana:

K = Faktor Wahl

F = Gaya yang diberikan

C = Indek pegas

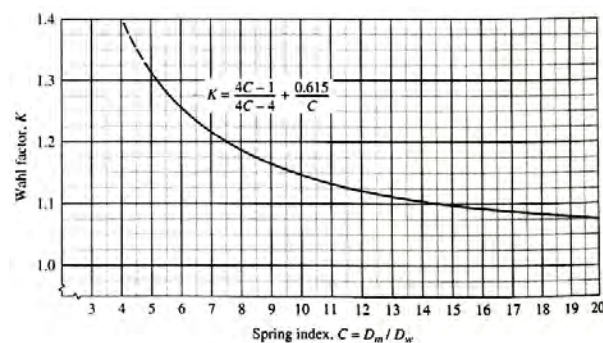
d = Diameter kawat

Faktor Wahl (K) adalah faktor lengkungan kawat pegas dengan tegangan geser.

Faktor tersebut dapat dihitung secara analitis menggunakan persamaan:

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \quad (2.44)$$

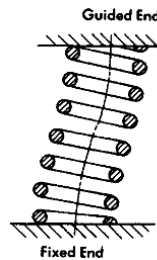
Gambar 2.24 dibawah ini menunjukkan plot faktor wahl (K) dengan indeks pegas (C) untuk pegas bulat. Pada gambar tersebut ditunjukkan bahwa rekomendasi nilai C minimum adalah 5.



Gambar 2.24 Faktor tegangan pegas spiral (Mott, 2004)



8. *Buckling* atau kondisi tertekuk umumnya dapat terjadi jika pegas tekan memiliki panjang bebas (L_f) sebesar 4 kali diameter rata-rata (D) kawat pegas (rasio $L_f/D \geq 4$). Pengarah pegas misalnya selongsong atau batang pengarah dapat mereduksi kemungkinan pegas tertekuk namun hal ini akan menambah gesekan dan akan berpengaruh pula pada gaya. Contoh kondisi *buckling* pada sebuah pegas tekan spiral ditunjukkan pada gambar 2.25 berikut ini.

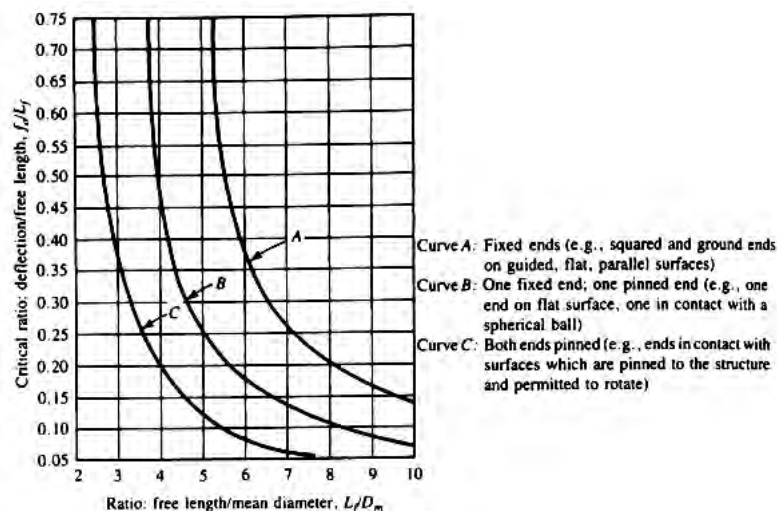


Gambar 2.25 Pegas tekan spiral kondisi tertekuk (Shigley, dkk. 2004)

Prediksi kondisi *buckling* pada suatu pegas tekan dapat dihitung menggunakan persamaan rasio panjang bebas (L_f) terhadap diameter rata-rata pegas (D) menggunakan persamaan:

$$\frac{L_f}{D} \quad (2.45)$$

Selanjutnya tentukan rasio defleksi kritis yaitu rasio antara defleksi (f_0) terhadap panjang bebas (L_f) menggunakan grafik seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.26 dibawah ini.



Gambar 2.26 Kriteria *buckling* pegas tekan (Shigley, dkk. 2004)



Setelah mendapatkan nilai rasio defleksi sesuai dengan kurva bentuk ujung pegas, berikutnya dapat ditentukan prediksi defleksi kritis (f_0) menggunakan persamaan:

$$\frac{f_0}{L_f} \quad (2.46)$$

9. Resonansi dapat terjadi pada sebuah pegas ketika frekuensi yang bekerja mendekati daerah frekuensi pribadi pegas. Nilai frekuensi pribadi pegas dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$n = \frac{14(10^3)d}{D^2 N_a} \quad (2.47)$$

dimana:

n adalah frekuensi dalam hertz (hz)

2.6.2 Kemampuan Pegas

Kemampuan setiap benda atau material akan menurun seiring dengan usia pakai dan besar beban yang diterima oleh benda tersebut. Selain usia pakai yang terpenting adalah beban yang diterima oleh benda atau material tersebut harus tetap berada dibawah beban yang diizinkan agar usia pakai sesuai dengan yang direncanakan. Jika beban yang diterima sering atau selalu berada diatas beban maksimum yang diizinkan maka sudah dapat dipastikan material tersebut akan cepat rusak. Untuk suatu pegas tekan, dikatakan aman jika tegangan geser maksimum yang terjadi tidak lebih dari tegangan luluhnya (*torsional tensile stress*). Pendekatan perhitungan secara teoritis digunakan beberapa rumus sebagai berikut:

Tegangan geser (τ) yang terjadi dihitung menggunakan persamaan (2.48). Sedangkan tegangan geser yang terjadi harus lebih kecil dari yang diizinkan.

$$\tau \leq \frac{S_{sy}}{sf} \quad (2.48)$$

Torsional tensile stress:

$$S_{sy} = 0,45.S_{ut} \quad (2.49)$$

Ultimate tensile stress:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (2.50)$$



Nilai m adalah konstanta *tensile strength expression* yang besarnya seperti ditunjukkan pada tabel 2.1 dibawah ini.

Tabel 2.1 Konstanta *Tensile Strength Expression* (m)

Material	m	A	
		kpsi	MPa
Music wire	0.163	186	2060
Oil-tempered wire	0.193	146	1610
Hard-drawn wire	0.201	137	1510
Chrome vanadium	0.155	173	1790
Chrome silicon	0.091	218	1960

Source: J. E. Shigley and C. R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill, New York, 1989. Used with permission.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

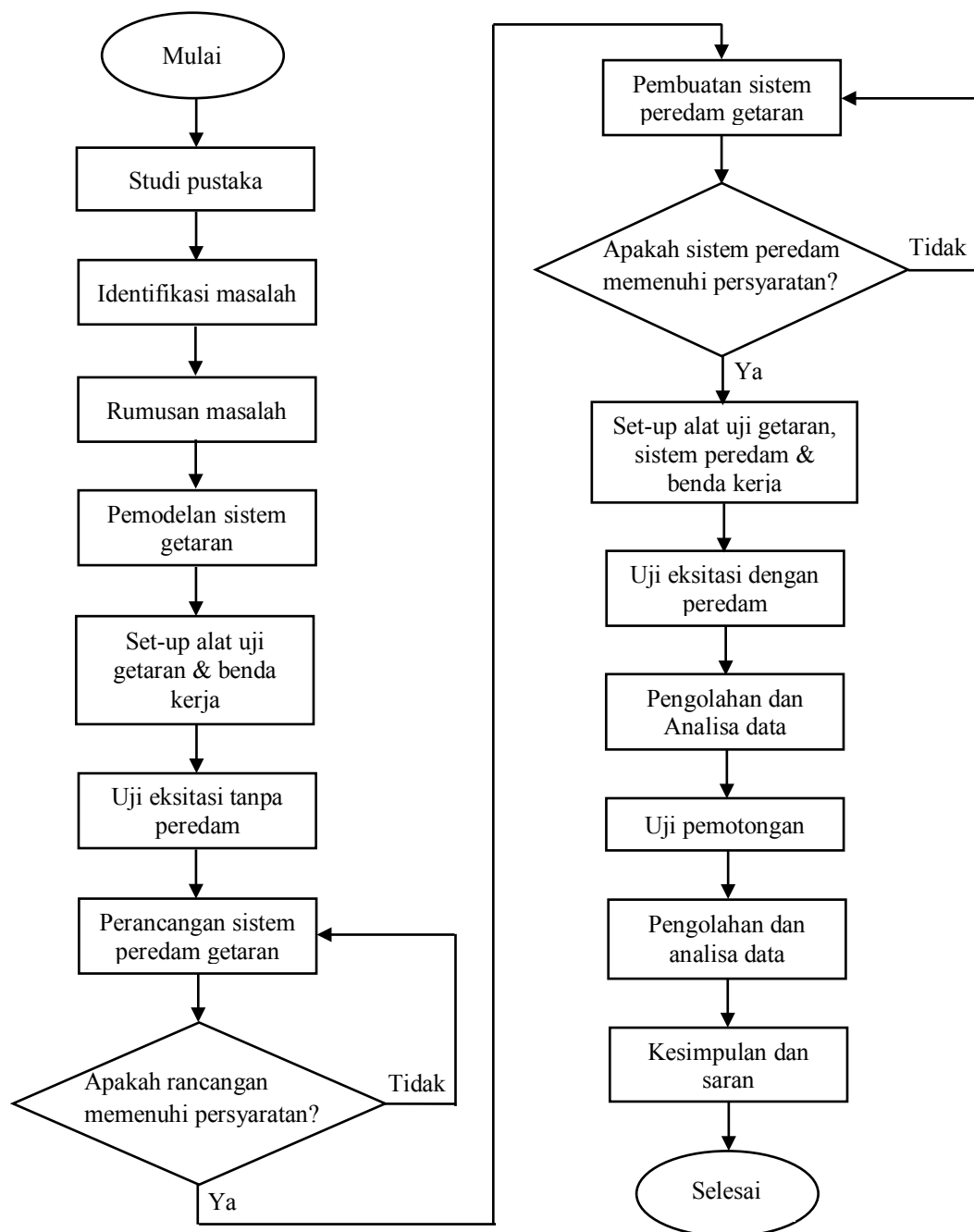


BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Tahapan penelitian yang dilakukan pada pengerjaan tesis ini mengikuti diagram alir yang ditunjukkan pada gambar 3.1 berikut:



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian



3.2 Variabel Penelitian

Data yang digunakan pada penelitian ini adalah merupakan data primer yang diperoleh dari hasil percobaan. Variabel yang digunakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

3.2.1 Variabel Proses

Variabel proses atau variabel control merupakan variabel yang dapat dikendalikan dan nilainya dapat ditentukan berdasarkan tujuan dari penelitian. Variabel proses yang digunakan pada penelitian ini adalah kedalaman potong dengan kedalaman yang bervariasi (0,2 mm atau kelipatannya hingga terjadi *chatter*).

3.2.2 Variabel Respon

Variabel respon merupakan variabel yang akan diamati dalam penelitian. Nilai variabel ini dipengaruhi oleh nilai variabel proses yang telah ditentukan. Variabel respon yang digunakan pada penelitian ini adalah panjang jangkauan lintasan pemotongan tanpa terjadi *chatter*.

3.2.3 Variabel Konstan

Variabel konstan merupakan variabel yang tidak diteliti dalam penelitian. Nilai variabel ini dijaga konstan agar tidak berubah selama percobaan, sehingga tidak mempengaruhi variabel respon. Variabel yang menjadi variabel konstan pada penelitian ini adalah:

- a. Kecepatan putaran spindel (425 putaran / menit).
- b. Kecepatan makan (0,06 mm / putaran).

3.3 Bahan dan Peralatan Percobaan

3.3.1 Bahan Percobaan

Bahan yang digunakan pada percobaan ini adalah:

- a. Material : ST-41
- b. Dimensi : $\varnothing 35$ mm x 800 mm



3.3.2 Peralatan Percobaan

Selain mesin bubut, peralatan percobaan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. *Impulse Hammer* Tipe IH 101-1K Omega

Peralatan ini berfungsi memberikan gaya eksitasi yang secara langsung diukur oleh suatu transduser. Transduser adalah suatu piranti elektronika yang berfungsi mengubah energi eksitasi ke energi (signal) listrik yang masih bersifat analog. Transduser pada *impulse hammer* berada didalam *hammer* itu sendiri.



Gambar 3.2 *Impulse Hammer* Tipe IH 101-1K Omega

2. *Power Supply* ACC – PS1 Omega

Peralatan ini berfungsi sebagai sumber arus sensor dinamik seperti transduser pada *impulse hammer*. *Power supply* ini mampu memberikan arus sebesar 2mA dengan tegangan +18 VDC. Arus dan tegangan pada *power supply* ini tidak dapat diatur atau bersifat konstan. Sumber energi *power supply* didapatkan dari dua buah baterai tipe-AA. Pada panel depan *power supply* terdapat sebuah voltmeter untuk memantau tegangan operasi.



Gambar 3.3 *Power Supply* Tipe ACC-PS1 Omega



3. *Analog to Digital Converter* tipe ADC-216 Pico-Technology

Peralatan ini merupakan suatu unit *interface* yang berfungsi untuk mengubah signal analog ke signal digital. ADC-216 memiliki dua channel input sehingga mampu mengolah dua signal secara bersamaan. Luaran dari alat ini merupakan signal digital yang siap diolah didalam personal computer dengan menggunakan perangkat lunak PicoScope.



Gambar 3.4 *Analog to Digital Converter* Tipe 216

4. *Accelerometer*

Peralatan ini berfungsi untuk mengukur respon getaran berupa akselerasi yang terjadi pada benda kerja. Signal analog yang dikeluarkan oleh *Accelerometer* selanjutnya dikirim ke *Analog to Digital Converter* (ADC) untuk diubah menjadi signal digital.



Gambar 3.5 *Accelerometer*

5. Jangka Sorong

Peralatan ini digunakan untuk mengukur besar kedalaman pemotongan dengan cara mengukur diameter benda kerja sebelum dan setelah pemotongan.



Gambar 3.6 Jangka sorong



6. Dial Indikator

Peralatan ini digunakan untuk mengukur defleksi pegas pada saat pengukuran kekakuan pegas yang akan digunakan sebagai peredam getaran. Kecermatan dial indicator yang digunakan adalah 0.001mm / skala.



Gambar 3.7 Dial indicator

7. Pahat Bubut Jenis Carbide

Peralatan ini digunakan sebagai alat potong selama proses pembubutan. Jenis pahat yang digunakan adalah pahat *insert* jenis carbide dengan sudut $K_r = 90^\circ$



Gambar 3.8 Pahat bubut *insert* jenis carbide

8. *Follower Rest*

Peralatan ini digunakan sebagai penyangga benda kerja pada saat proses pembubutan benda yang panjang. Peralatan ini dilengkapi dengan 2 buah penyangga yang dipasang pada posisi horisontal dan vertikal. Kedua buah penyangga dapat diatur secara terpisah pada saat penggunaannya.

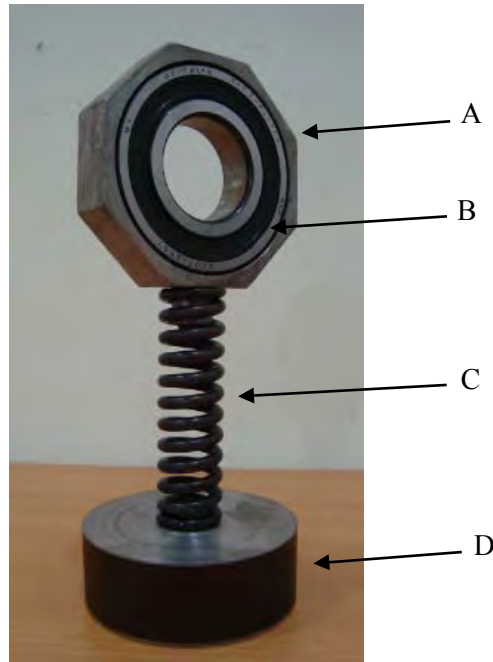


Gambar 3.9 *Follower rest*



3.4 Peredam Getaran

Sistem peredam getaran yang digunakan pada percobaan ini adalah sistem peredam getaran sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 3.10..



Gambar 3.10 Sistem peredam getaran

Keterangan:

- A: Rumah bearing.
- B: Bearing SKF 6207 2R1.
- C: Pegas spiral *constant pitch*.
- D: Massa tambahan.

3.4.1 Perencanaan Sistem Peredam

Tahapan perencanaan sistem peredam pegas-massa pada percobaan ini adalah sebagai berikut:

1. Tentukan jenis bearing yang akan digunakan. Dalam percobaan ini, jenis bearing yang dipilih adalah *Deep groove ball bearing* dengan nomor seri 6207 2R1. Jenis bearing ini dipilih karena memiliki diameter dalam yang sesuai dengan diameter luar benda kerja, elemen gelinding berbentuk bola dan bidang kontakanya berbentuk titik.



2. Tentukan jenis pegas yang akan digunakan. Dari sekian jenis pegas yang ada seperti pegas daun, pegas *washer*, pegas *volute*, pegas ulir atau spiral, jenis pegas yang dipilih adalah jenis pegas spiral karena jenis pegas ini memiliki kemampuan meredam getaran yang lebih baik jika dibandingkan dengan pegas jenis lainnya. Jika dilihat dari tipenya, pegas spiral dikelompokkan lagi menjadi 5 tipe diantaranya: *Constant pitch*, *conical*, *barrel*, *hourglass* dan *variable pitch*. Dari kelima tipe pegas spiral seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.20, secara umum mempunyai fungsi yang sama yaitu melunakan tumbukan dengan memanfaatkan sifat elastisitas bahannya, menyerap dan menyimpan energi dalam waktu singkat dan mengeluarkan lagi dalam waktu lebih panjang serta mengurangi getaran. Kelima tipe pegas ini dibedakan dari sisi penggunaannya, misalnya: Jika diinginkan kemampuan menahan beban yang besar tanpa terjadi *buckling* dan alokasi tempat yang tidak terlalu tinggi maka pegas yang paling sesuai adalah tipe *conical*, jika yang diinginkan adalah diameter luar yang sama dan tingkat elastisitas yang hampir linear maka yang paling sesuai adalah tipe *constant pitch*. Berdasarkan pertimbangan dari sisi fungsi, kesesuaian dalam penggunaan dan ekonomi, maka pegas yang dipilih untuk digunakan sebagai peredam getaran dalam penelitian ini adalah pegas spiral *constant pitch* dengan pertimbangan: Pegas spiral *constant pitch* dapat memenuhi fungsinya sebagai peredam getaran, bentuknya sederhana sehingga lebih mudah dalam perancangan konstruksinya dan lebih mudah dalam pembuatannya sehingga harganya lebih ekonomis jika dibandingkan dengan tipe yang lainnya.

3.4.2 Perancangan Sistem Peredam

Dalam perancangan sistem peredam getaran setidaknya memenuhi 3 aspek yang secara umum menjadi pertimbangan dalam mendesain suatu produk yaitu:

- a. Aspek kualitas yaitu terpenuhinya fungsi dari suatu komponen atau peralatan seperti geometri, dimensi serta spesifikasi teknik lainnya. Untuk pemenuhan aspek fungsi dalam pembuatan sistem peredam ini,



hubungan antara bearing dengan rumah bearing harus sesak untuk memastikan bahwa sistem peredam dapat berfungsi dengan baik dan jarak antara sumbu lubang bearing dengan bagian terbawah dari sistem peredam maksimal adalah 150 mm untuk menghindari agar bagian terbawah dari sistem peredam tidak mengenai eretan melintang dari mesin bubut saat penggunaannya.

- b. Aspek biaya yaitu biaya material yang digunakan dalam pembuatan suatu produk. Sebisa mungkin material yang digunakan adalah material yang harganya tidak terlalu mahal dan tersedia dipasaran. Untuk pemenuhan aspek biaya, rumah bearing dan massa tambahan dipilih dari bahan *mild steel* ST41 dengan pertimbangan harga material perkilogramnya tidak terlalu mahal dan cukup mudah mendapatkannya dipasaran.
- c. Aspek waktu yaitu waktu yang digunakan dalam pembuatan suatu komponen atau produk. Sebisa mungkin dipilih suatu proses yang bisa dikerjakan dengan menggunakan peralatan yang standar dan dengan cara yang umum.

3.4.3 Pembuatan Sistem Peredam

Dalam pembuatan sistem peredam getaran setidaknya memenuhi 2 aspek yang menjadi pertimbangan utama yaitu:

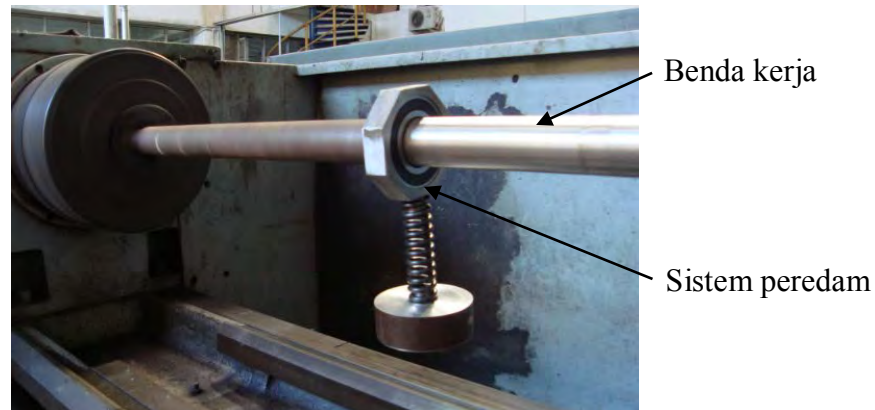
1. Setiap bagian dari sistem peredam pegas-massa dibuat sesuai dengan geometri, dimensi dan spesifikasi teknik lainnya yang telah ditetapkan didalam gambar kerja.
2. Suaian antara bearing dengan rumah bearing harus sesak dan tidak boleh ada kelonggaran diantara keduanya.

3.4.4 Pemasangan Sistem Peredam

Dalam percobaan ini sistem peredam dipasang pada bagian tengah dari panjang benda kerja. Bagian ini dipilih karena sesuai dengan hasil pengukuran mode shape dari benda kerja, bagian ini adalah merupakan bagian yang memiliki amplitudo penyimpangan yang terbesar jika dibandingkan dengan bagian yang



lainnya. Contoh pemasangan sistem peredam sebagaimana ditunjukkan pada gambar 3.11.



Gambar 3.11 Pemasangan sistem peredam getaran

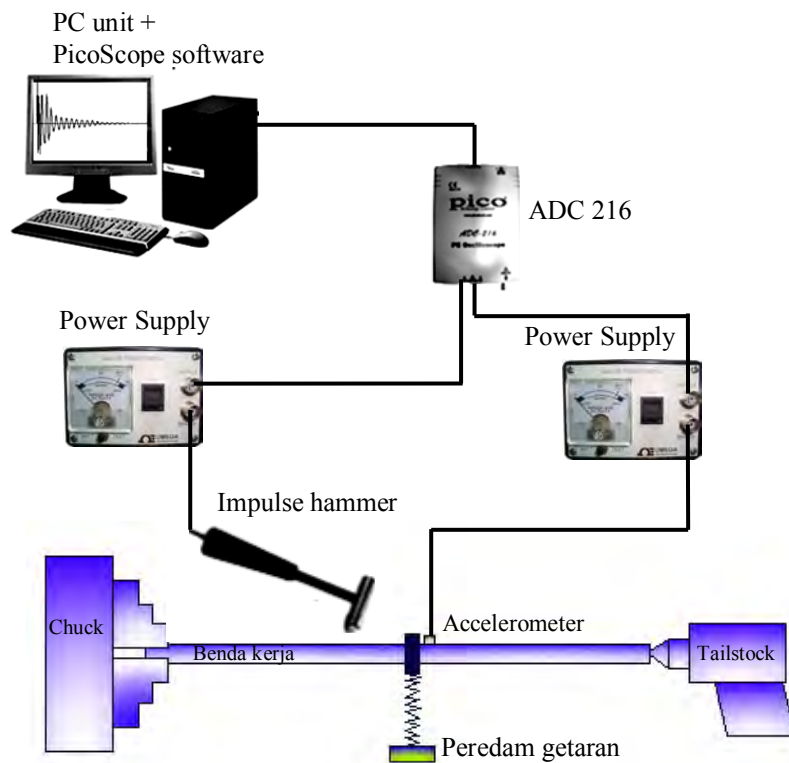
3.4.5 Uji Fungsi Sistem Peredam

Uji fungsi sistem peredam adalah merupakan suatu pengujian yang dilakukan untuk menguji apakah sistem peredam yang akan digunakan sebagai alat bantu dalam penelitian telah berfungsi dengan baik atau tidak. Hal ini menjadi penting karena akan sangat menentukan benar atau tidaknya suatu data hasil penelitian. Pengujian uji fungsi dilakukan dengan cara memasang sistem peredam yang telah dirakit pada benda kerja seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.11. Dalam tahapan ini, harus dipastikan bahwa suaian antara diameter dalam bearing sistem peredam dan benda kerja adalah suaian sesak. Setelah sistem peredam terpasang pada benda kerja kemudian dilakukan pengujian pertama dengan cara menggerakkan sistem peredam dengan tangan searah sumbu benda kerja sambil memperhatikan bahwa suaian antara diameter luar bearing dan rumah bearing sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 3.10. tidak ada kelonggaran. Pengujian kedua dilakukan dengan cara menyalakan mesin bubut dan memutar spindel utama sambil memastikan bahwa sistem peredam getaran yang telah dipasang tidak ikut berputar mengikuti putaran benda kerja. Dari kedua tahapan uji fungsi yang dilakukan didapatkan hasil yang baik (memenuhi fungsi) dan diputuskan bahwa sistem peredam yang telah dibuat dapat digunakan sebagai sistem peredam getaran.



3.5 Percobaan Uji Eksitasi

3.5.1 Skema Pemasangan Peralatan Uji Eksitasi



Gambar 3.12 Skema pemasangan peralatan uji eksitasi dengan sistem peredam

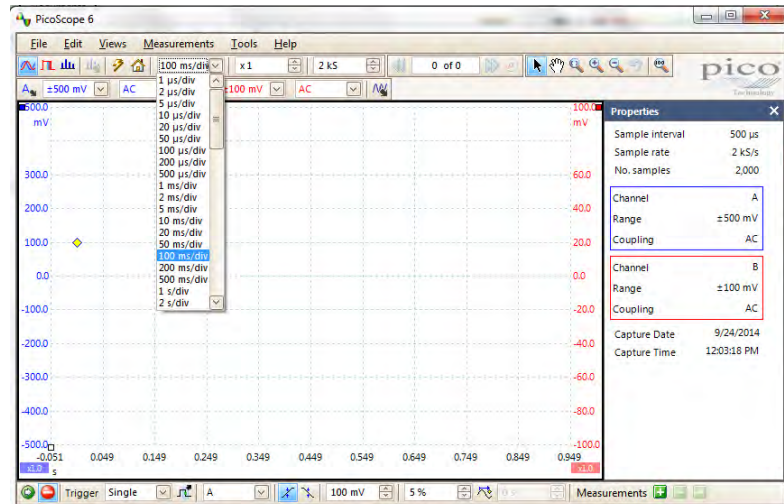
3.5.2 Prosedur Percobaan Uji Eksitasi:

A. Tahap persiapan:

1. Siapkan mesin bubut, benda kerja dan sistem peredam getaran yang akan digunakan untuk uji eksitasi.
2. Cekam benda kerja pada mesin bubut dengan sistem pengecaman *chuck-centre* dan pasang sistem peredam getaran persis ditengah-tengah benda kerja saat akan dilakukan uji eksitasi dengan menggunakan sistem peredam.
3. Siapkan peralatan untuk mengukur getaran seperti *impulse hammer*, *accelerometer*, *power suplay*, ADC, PC unit dan peralatan pendukung lainnya.
4. Rangkai peralatan uji eksitasi dengan mengikuti skema seperti pada gambar 3.12.
5. Nyalakan PC unit dan aktifkan perangkat lunak PicoScope.



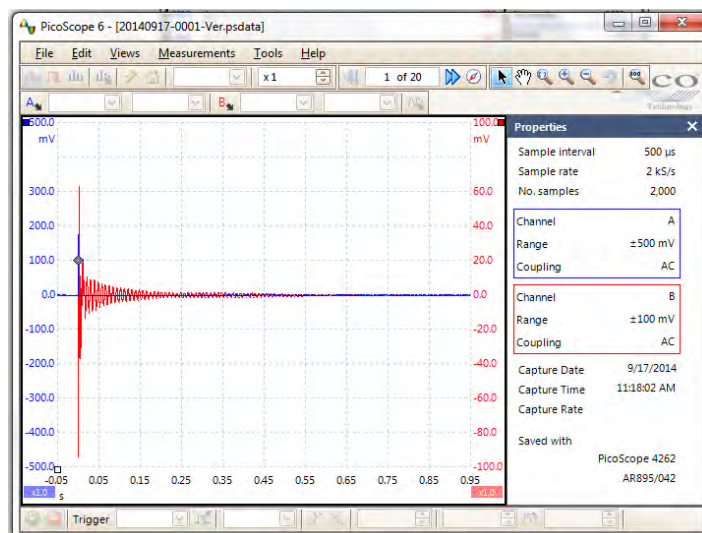
6. Lakukan pengaturan pada tampilan PicoScope seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.13 dan percobaan siap dimulai.



Gambar 3.13 Tampilan monitor computer dengan PicoScope

B. Tahap percobaan:

1. Klik tombol start pada display PicoScope sebagai tanda akan dimulainya pengambilan data.
2. Lakukan pengambilan data dengan cara memukulkan *impulse hammer* secara perlahan pada benda kerja sebagai gaya eksitasi.
3. Getaran yang terjadi pada benda kerja akibat gaya eksitasi dari *impulse hammer* akan terbaca oleh *accelerometer* dan akan ditampilkan dimonitor dalam bentuk sinyal getaran seperti pada gambar 3.14.



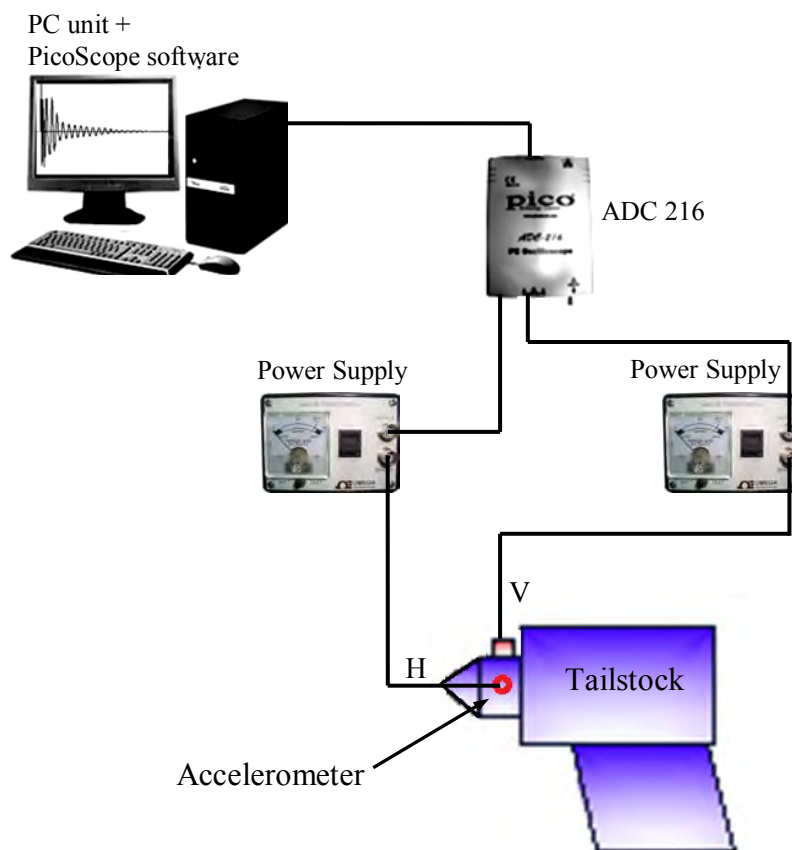
Gambar 3.14 Contoh tampilan sinyal getaran akibat gaya eksitasi



4. Lakukan pengambilan data sesuai dengan kebutuhan. Jumlah data secara umum yang diambil dalam percobaan ini adalah 20 data untuk setiap posisi.
5. Data yang telah diambil, selanjutnya diolah dengan menggunakan perangkat lunak MathCad untuk mengetahui besar amplitudo *compliance* dari setiap posisi.

3.6 Percobaan Uji Pemotongan

3.6.1 Skema Pemasangan Peralatan Uji Pemotongan



Gambar 3.15 Skema pemasangan peralatan uji pemotongan

3.6.2 Prosedur Percobaan Uji Pemotongan:

A. Tahap persiapan:

1. Siapkan mesin bubut, benda kerja dan sistem peredam getaran yang akan digunakan untuk uji pemotongan.



2. Cekam benda kerja pada mesin bubut dengan sistem pencekaman *chuck-centre* dan pasang sistem peredam getaran persis ditengah-tengah benda kerja saat akan dilakukan uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam.
3. Cekam pahat bubut pada tool post, atur ketinggian pahat dan posisikan agar sisi pahat tegak lurus terhadap sumbu benda kerja.
4. Atur putaran spindel mesin pada posisi 425 rpm dan kecepatan makan pada posisi 0,06 mm/putaran.
5. Siapkan peralatan untuk mengukur getaran seperti *accelerometer*, *power supply*, ADC, PC unit dan peralatan pendukung lainnya.
6. Rangkai peralatan uji eksitasi dengan mengikuti skema seperti pada gambar 3.15.
7. Nyalakan PC unit dan aktifkan perangkat lunak PicoScope.
8. Lakukan pengaturan pada tampilan PicoScope seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.13 dan percobaan siap dimulai.

B. Tahap percobaan:

1. Klik tombol start pada display PicoScope sebagai tanda akan dimulainya pengambilan data.
2. Nyalakan mesin bubut, putar spindel utama dengan arah putaran searah putaran jarum jam.
3. Lakukan pemotongan dengan cara mengumpankan pahat terhadap benda kerja. Pemotongan dilakukan hingga terjadi *chatter* yang ditandai dengan suara bising yang berlebihan dan meningkatnya kekasaran permukaan hasil pemotongan. Getaran yang terjadi akan terbaca oleh *accelerometer* yang terpasang pada center mesin bubut. Signal getaran yang masih berbentuk analog selanjutnya dikirim ke *analog to digital converter (ADC)* melalui *constant current power supply* untuk diubah menjadi signal digital. Selanjutnya signal digital dikirim ke PC unit. Dengan bantuan perangkat lunak PicoScope sebagai *spectrum analyser*, signal tersebut diubah menjadi spektrum gelombang yang dapat dibaca melalui monitor di PC unit. Selanjutnya



spektrum tersebut dapat disimpan kedalam bentuk file lain, misalnya dalam bentuk text file (*.txt). Selanjutnya data tersebut diolah menggunakan perangkat lunak MathCad untuk mendapatkan nilai respon frekuensi dan amplitudonya.



BAB 4

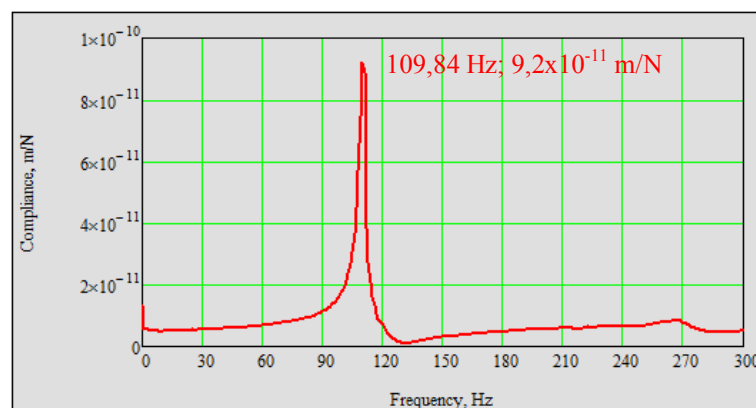
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Data Getaran Satu Derajat Kebebasan

Dalam penelitian ini, analisa data getaran satu derajat kebebasan dilakukan untuk mengevaluasi sejauh mana frekuensi pribadi dari benda kerja setelah dilakukan uji eksitasi. Pengukuran frekuensi pribadi dari benda kerja menjadi penting karena akan menjadi dasar untuk mengetahui tingkat kekakuan dari benda kerja dan juga sebagai dasar dalam penentuan tingkat kekakuan pegas yang akan digunakan sebagai peredam dalam percobaan. Frekuensi tersebut merupakan daerah kemungkinan terjadinya *chatter* karena daerah tersebut merupakan daerah yang paling rendah kekakuannya sehingga menjadi daerah yang paling mudah bergetar. Pengujian terhadap sistem getaran benda kerja yang dicekam dengan chuck dan ditumpu tailstock dengan skema pengujian seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.12. Benda kerja yang digunakan pada uji eksitasi adalah *mild steel* ST-41 dengan massa 6 kg. Percobaan uji eksitasi benda kerja dilakukan pada 2 posisi yaitu posisi vertikal dan horisontal.

4.1.1 Uji Eksitasi Posisi Vertikal

Uji eksitasi pada posisi vertikal dilakukan untuk mengukur sejauh mana *compliance* dari benda kerja arah vertikal saat diberikan gaya eksitasi. Setelah dilakukan uji eksitasi dan melalui pengolahan data dengan menggunakan perangkat lunak MathCad didapatkan grafik fungsi transfer arah vertikal sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.1 berikut ini.



Gambar 4.1 Grafik fungsi transfer uji eksitasi benda kerja arah vertikal

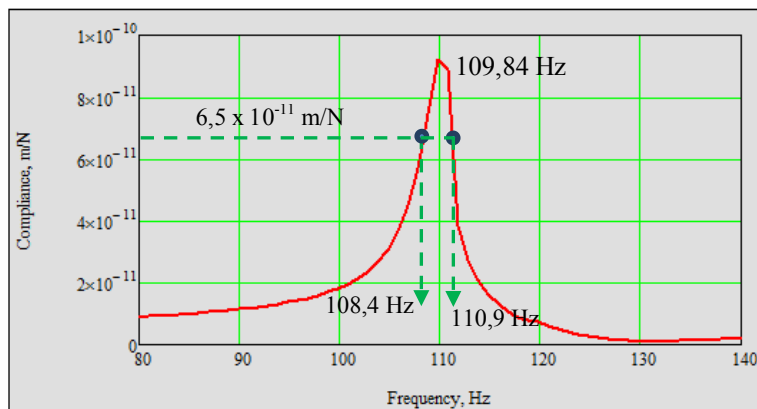


Grafik fungsi transfer arah vertikal pada gambar 4.1 menunjukkan bahwa *compliance* tertinggi terjadi pada frekuensi 109,84 hz dengan tinggi amplitudo $9,2 \times 10^{-11}$ m/N. Nilai frekuensi yang ada dapat digunakan untuk menghitung nilai kekakuan dari benda kerja dengan menggunakan persamaan 2.17 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\omega_0^2 &= \frac{k}{m} \\ k &= m \times \omega_0^2 \\ &= m \times (2 \times \pi \times f_0)^2 \\ &= 6 \times (2 \times \pi \times 109,84)^2 \\ &= 2,857 \times 10^6 \text{ N/m}\end{aligned}$$

dengan nilai amplitudo yang ada dapat digunakan untuk menghitung rasio redaman (D) dengan menggunakan persamaan 2.19, dimana nilai f_1 dan f_2 didapat dari perpotongan grafik pada daerah frekuensi pribadi sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.2. Perpotongan grafik pada frekuensi pribadi ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.20 sebagai berikut:

$$1/2\sqrt{2} \cdot a = 1/2\sqrt{2} \cdot 9,2 \times 10^{-11} = 6,505 \times 10^{-11} \text{ m/N}$$



Gambar 4.2 Perpotongan grafik pada frekuensi pribadi arah vertikal

pada gambar 4.2 terlihat bahwa pada nilai *compliance* = $6,5 \times 10^{-11}$ didapatkan nilai $f_1 = 108,4$ dan $f_2 = 110,9$ sehingga rasio redaman (D) adalah:

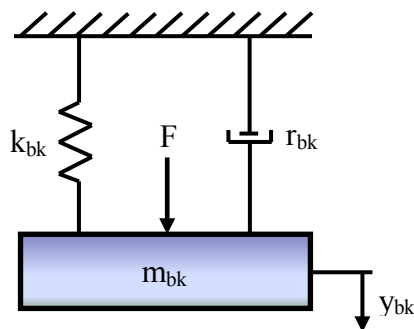
$$D = \frac{f_2 - f_1}{2 \times f_0} = \frac{110,9 - 108,4}{2 \times 109,84} = 0,011$$



Nilai redaman benda kerja dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.21 sebagai berikut:

$$r = 2D\sqrt{km} = 2 \times 0,011 \times \sqrt{2857000 \times 6} = 91,08 \text{ N. det/m}$$

Model sistem getaran benda kerja untuk uji eksitasi diasumsikan satu derajat kebebasan seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.3 berikut ini.



Gambar 4.3 Model sistem getaran benda kerja dengan satu derajat kebebasan

Keterangan:

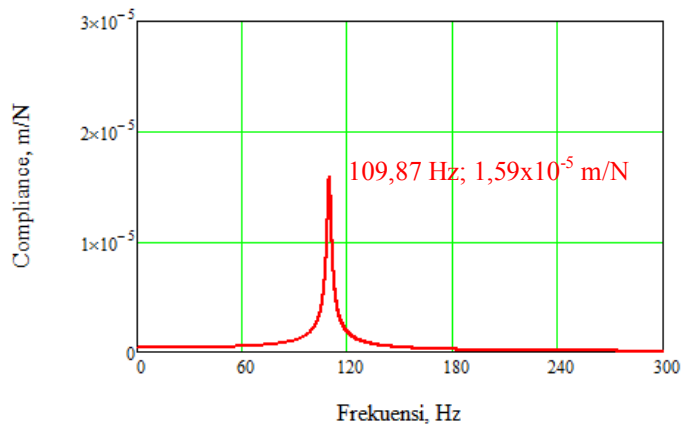
- F = Gaya eksitasi
- m_{bk} = Massa benda kerja
- y_{bk} = Arah gerak massa benda kerja
- k_{bk} = Kekakuan benda kerja
- r_{bk} = Redaman benda kerja

Nilai parameter yang telah didapatkan dari uji eksitasi tanpa peredam selanjutnya digunakan sebagai parameter dalam simulasi dengan sistem getaran satu derajat kebebasan dengan fungsi penguatan sebagai berikut:

$$H(\Omega) = \frac{1}{k - m\Omega^2 + ir\Omega}$$



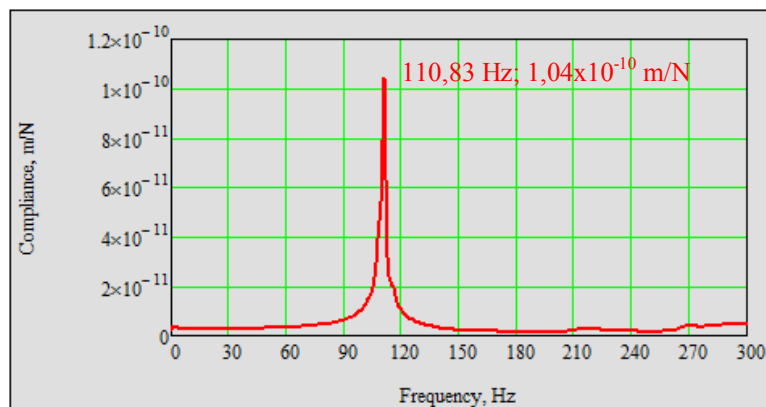
Setelah dilakukan simulasi dengan menggunakan parameter yang ada maka didapatkan grafik fungsi respon frekuensi satu derajat kebebasan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.4 berikut ini.



Gambar 4.4 Grafik fungsi respon frekuensi 1 Dof pada posisi vertikal

4.1.2 Uji Eksitasi Posisi Horizontal

Uji eksitasi pada posisi horisontal dilakukan untuk mengukur sejauh mana *compliance* dari benda kerja arah horisontal saat diberikan gaya eksitasi. Setelah dilakukan uji eksitasi dan melalui pengolahan data dengan menggunakan perangkat lunak MathCad didapatkan grafik fungsi transfer arah horisontal sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.5 berikut ini.



Gambar 4.5 Grafik fungsi transfer uji eksitasi benda kerja arah horisontal

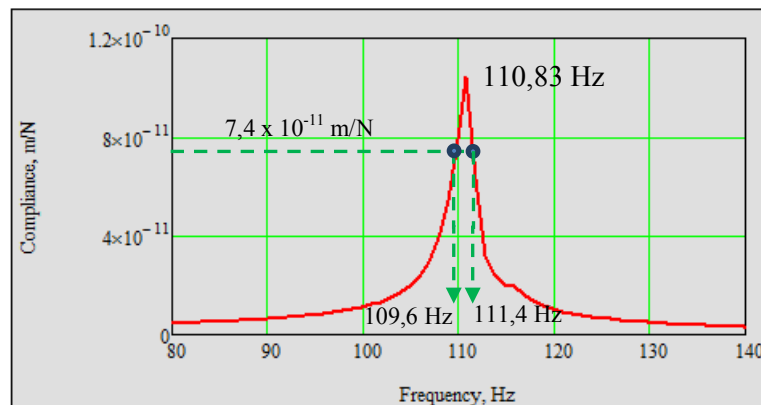
Grafik fungsi transfer arah horisontal pada gambar 4.5 menunjukkan bahwa *compliance* tertinggi terjadi pada frekuensi 110,83 Hz dengan tinggi amplitudo $1,04 \times 10^{-10}$ m/N. Dengan nilai frekuensi yang ada didapatkan:



$$\begin{aligned}\omega_0^2 &= \frac{k}{m} \\ k &= m \times \omega_0^2 \\ &= m \times (2 \times \pi \times f_0)^2 \\ &= 6 \times (2 \times \pi \times 110,83)^2 \\ &= 2,9095 \times 10^6 \text{ N/m}\end{aligned}$$

dengan nilai amplitudo yang ada dapat digunakan untuk menghitung rasio redaman (D) dengan menggunakan persamaan 2.19, dimana nilai f_1 dan f_2 didapat dari perpotongan grafik pada daerah frekuensi pribadi sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.6. Perpotongan grafik pada frekuensi pribadi ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.20 sebagai berikut:

$$1/2 \sqrt{2} \cdot a = 1/2 \sqrt{2} \cdot 1,045 \times 10^{-10} = 7,4 \times 10^{-11} \text{ m/N}$$



Gambar 4.6 Perpotongan grafik pada frekuensi pribadi arah horisontal

pada gambar 4.6 terlihat bahwa pada nilai *compliance* = $7,4 \times 10^{-11}$ didapatkan nilai $f_1 = 109,6$ dan $f_2 = 111,4$ sehingga rasio redaman (D) adalah:

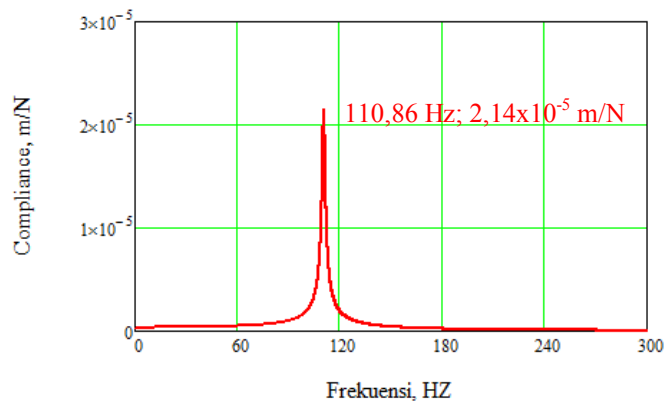
$$D = \frac{f_2 - f_1}{2 \times f_0} = \frac{111,4 - 109,6}{2 \times 110,83} = 0,008$$

Nilai redaman benda kerja dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.21 sebagai berikut:

$$r = 2D\sqrt{km} = 2 \times 0,008 \times \sqrt{2909500 \times 6} = 66,85 \text{ N. det/m}$$



Setelah dilakukan simulasi dengan menggunakan parameter yang ada maka didapatkan grafik fungsi respon frekuensi satu derajat kebebasan arah horisontal sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.7 berikut ini.



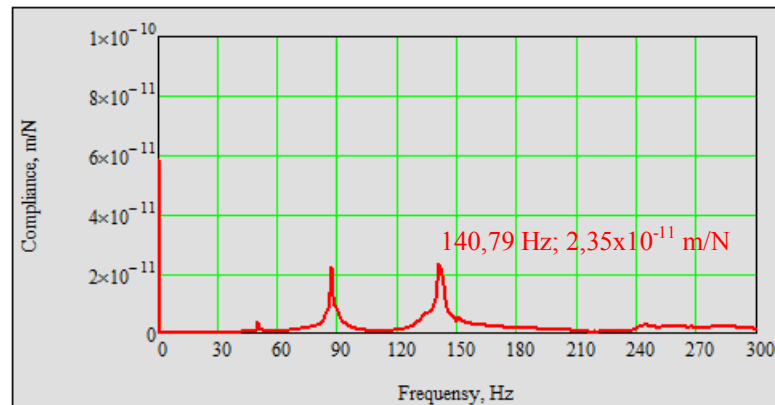
Gambar 4.7 Grafik fungsi respon frekuensi 1 Dof pada posisi horisontal

4.2 Analisa Data Getaran Dua Derajat Kebebasan

Analisa data getaran dua derajat kebebasan adalah merupakan suatu analisa terhadap getaran yang terjadi pada benda kerja saat diberikan gaya eksitasi dengan menggunakan sistem peredam pegas-massa (*spring-mass damper*). Analisa ini dilakukan untuk mengetahui sejauh mana pengaruh penggunaan sistem peredam pegas-massa terhadap *compliance* yang mungkin terjadi pada benda kerja. Sistem peredam ini diharapkan dapat menurunkan tingkat *compliance* yang terjadi pada benda kerja semaksimal mungkin karena dengan tingkat *compliance* yang rendah secara langsung akan meningkatkan tingkat kekakuan benda kerja dan memperkecil jumlah getaran yang mungkin terjadi selama proses pembubutan berlangsung. Pengujian dilakukan dengan menggunakan sistem peredam pegas-massa dengan skema pengujian seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.12. Sistem peredam getaran yang digunakan dalam pengujian ini adalah sistem peredam sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 3.10. Diameter kawat pegas yang digunakan ada 4 macam ukuran yaitu $\varnothing 4,5$ mm, $\varnothing 5$ mm, $\varnothing 6$ mm, $\varnothing 7$ mm dan berat massa tambahan yang digunakan ada 3 macam yaitu 0,5 kg, 0,75 kg dan 1 kg. Setelah dilakukan uji eksitasi dan melalui pengolahan dengan menggunakan perangkat lunak MathCad didapatkan grafik fungsi transfer dari masing-masing hasil pengujian sebagaimana yang ditunjukkan



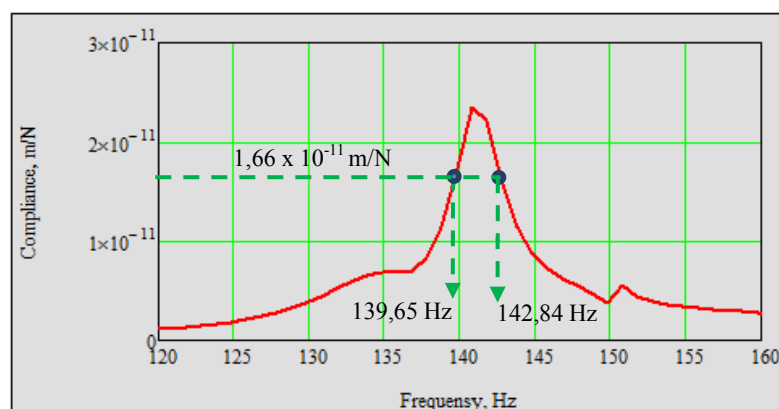
pada lampiran-4. Dari 12 macam hasil pengujian eksitasi dengan dua derajat kebebasan sebagaimana yang ditunjukkan pada lampiran-4 didapatkan bahwa hasil pengujian nomor-8 dengan diameter kawat pegas 7 mm dan massa tambahan 0,75 kg memiliki nilai *compliance* terendah sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.8 berikut ini.



Gambar 4.8 Grafik fungsi transfer uji eksitasi pada bendakerja dengan sistem peredam pegas-massa

Grafik fungsi transfer pada gambar 4.8 menunjukkan bahwa *compliance* tertinggi terjadi pada frekuensi 140,79 Hz dengan tinggi amplitudo $2,35 \times 10^{-11}$ m/N. Dengan nilai amplitudo yang ada dapat digunakan untuk menghitung rasio redaman (*D*) dengan menggunakan persamaan 2.19, dimana nilai f_1 dan f_2 didapat dari perpotongan grafik pada daerah frekuensi resonansi sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.9. Perpotongan grafik pada frekuensi resonansi ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.20 sebagai berikut:

$$1/2 \sqrt{2} \cdot a = 1/2 \sqrt{2} \cdot 2,35 \times 10^{-11} = 1,66 \times 10^{-11} \text{ m/N}$$



Gambar 4.9 Perpotongan grafik pada frekuensi resonansi



pada gambar 4.9 terlihat bahwa pada nilai *compliance* = $1,66 \times 10^{-11}$ didapatkan nilai $f_1 = 139,65$ dan $f_2 = 142,84$ sehingga rasio redaman (D) adalah:

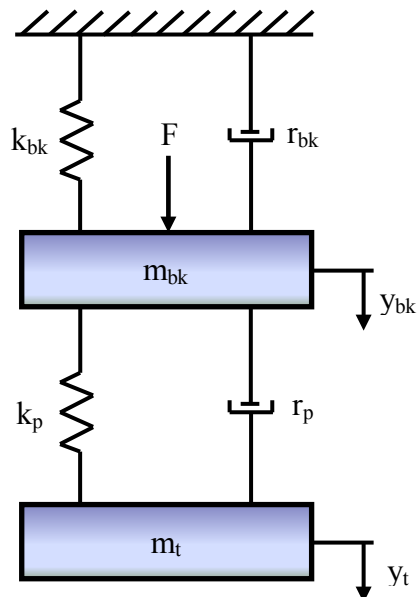
$$D = \frac{f_2 - f_1}{2 \times f_0} = \frac{142,84 - 139,65}{2 \times 140,79} = 0,011$$

Nilai redaman sistem peredam dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.21 sebagai berikut:

$$r = 2D\sqrt{km} = 2 \times 0,011 \times \sqrt{733525 \times 0,75} = 16,32 \text{ N.det/m}$$

dimana nilai k adalah nilai kekakuan pegas yang didapatkan melalui perhitungan untuk pegas dengan diameter 7 mm sebagaimana yang ditunjukkan pada lampiran-1. Nilai m adalah nilai massa yang paling optimum untuk mendapatkan nilai *compliance* terendah pada uji eksitasi 2 Dof sebagaimana yang ditunjukkan pada lampiran-4 nomor-8.

Model sistem getaran untuk uji eksitasi dengan menggunakan sistem peredam diasumsikan dua derajat kebebasan seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.10 berikut ini.



Gambar 4.10 Model sistem getaran benda kerja dengan dua derajat kebebasan

Keterangan:

m_t = Massa tambahan

y_t = Arah gerak massa tambahan

k_p = Kekakuan pegas

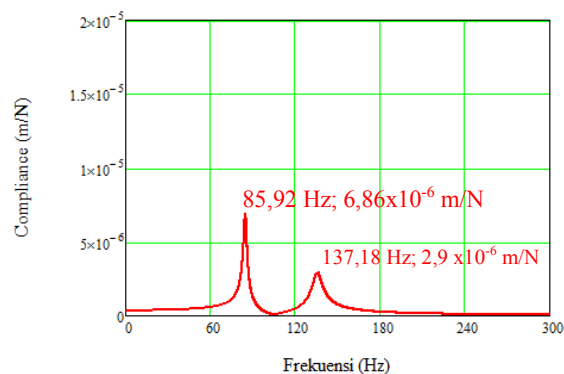
r_p = Redaman pegas



Nilai parameter massa benda kerja (m_{bk}) yang telah didapatkan dari uji eksitasi tanpa peredam dan nilai parameter massa tambahan (m_t) yang telah didapatkan melalui uji eksitasi dengan sistem peredam dan hasil pengukuran yang selanjutnya digunakan sebagai parameter dalam simulasi dengan sistem getaran dua derajat kebebasan dengan menggunakan persamaan 2.38 sebagai berikut:

$$H(\Omega) = \frac{-m_2\Omega^2 + ir_2 + k_2}{[-m_1\Omega^2 + i\Omega(r_1 + r_2) + (k_1 + k_2)](-m_2\Omega^2 + ir_2\Omega + k_2) - (-ir_2\Omega - k_2)^2}$$

Setelah dilakukan simulasi dengan menggunakan parameter yang ada maka didapatkan grafik fungsi respon frekuensi dua derajat kebebasan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.11 berikut ini.

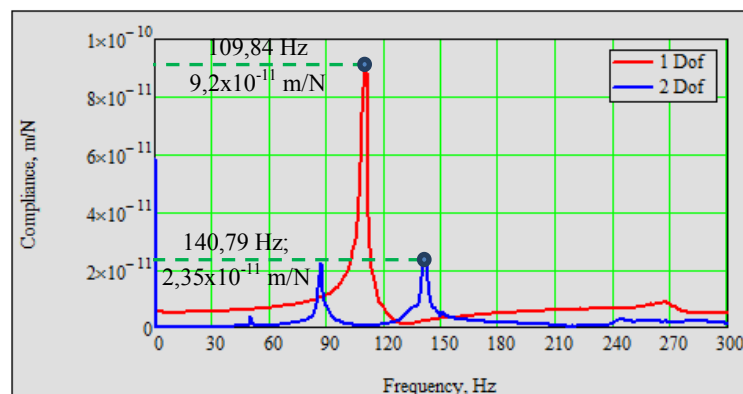


Gambar 4.11 Grafik fungsi respon frekuensi dua derajat kebebasan untuk pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,75 kg

4.3 Analisa Data Getaran

4.3.1 Analisa Hasil Uji Eksitasi Satu dan Dua Derajat Kebebasan

Untuk memudahkan dalam melakukan analisa hasil uji eksitasi satu dan dua derajat kebebasan penting dibuat suatu tampilan dalam satu grafik yang sama sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.12 berikut ini.



Gambar 4.12 Grafik fungsi respon frekuensi satu dan dua derajat kebebasan untuk pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,75 kg

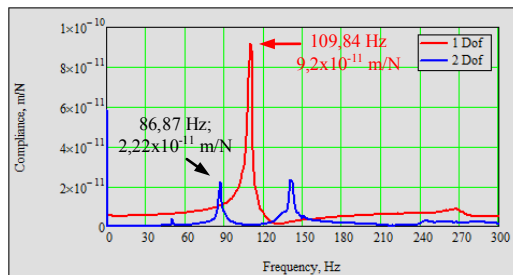


Berdasarkan hasil uji eksitasi satu dan dua derajat kebebasan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.12 terlihat bahwa *compliance* tertinggi untuk satu derajat kebebasan terjadi pada frekuensi 109,84 Hz dengan tinggi amplitudo $9,2 \times 10^{-11}$ m/N. Sedangkan saat menggunakan sistem peredam pegas-massa, *compliance* tertinggi terjadi pada frekuensi 140,79 Hz dengan tinggi amplitudo $2,35 \times 10^{-11}$ m/N. Dengan hasil ini dapat disimpulkan bahwa secara uji eksitasi dengan sistem peredam pegas-massa dapat menurunkan tingkat *compliance* benda kerja dari $9,2 \times 10^{-11}$ m/N menjadi $2,35 \times 10^{-11}$ m/N atau terjadi penurunan sebesar 74,45%.

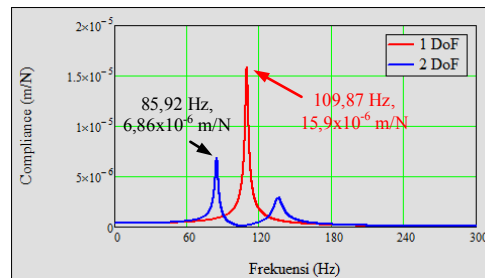
4.3.2 Analisa Hasil Uji Eksitasi dan Hasil Simulasi

Untuk memudahkan dalam melakukan analisa hasil uji eksitasi dan hasil simulasi penting dibuat suatu grafik yang ditampilkan secara berdampingan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.13 berikut ini.

Hasil Uji Eksitasi



Hasil Simulasi



Gambar 4.13 Grafik fungsi respon frekuensi hasil uji eksitasi dan hasil simulasi untuk pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,75 kg

Grafik hasil uji eksitasi pada gambar 4.13 menunjukkan bahwa *compliance* tertinggi pada satu derajat kebebasan (1 DoF) terjadi pada frekuensi 109,84 Hz dengan tinggi amplitudo $9,2 \times 10^{-11}$ m/N dan *compliance* pada frekuensi resonansi pertama untuk 2 derajat kebebasan (2 DoF) terjadi pada frekuensi 86,87 Hz dengan tinggi amplitudo $2,22 \times 10^{-11}$ m/N atau terjadi penurunan sebesar 75,86%. Grafik hasil simulasi pada gambar 4.13 menunjukkan bahwa *compliance* tertinggi pada satu derajat kebebasan (1 DoF) terjadi pada frekuensi 109,87 Hz dengan tinggi amplitudo $15,9 \times 10^{-6}$ m/N dan *compliance* pada frekuensi resonansi pertama untuk dua derajat kebebasan (2 DoF) terjadi pada frekuensi 85,92 Hz dengan tinggi amplitudo $6,86 \times 10^{-6}$ m/N atau terjadi penurunan sebesar 56,85%.



Dengan melihat jumlah penurunan *compliance* dari keduanya terlihat secara jelas bahwa penurunan tingkat *compliance* pada hasil uji eksitasi sedikit lebih besar dari pada hasil simulasi. Hal ini mengindikasikan bahwa nilai kekakuan pegas dan massa tambahan yang dimasukan sebagai fariabel input pada saat simulasi terjadi sedikit deviasi dengan kondisi aktual yang ada.

4.4 Uji Pemotongan dengan Proses Bubut

Uji pemotongan dengan proses bubut adalah merupakan suatu pengujian yang dilakukan untuk mengetahui sejauh mana pengaruh penggunaan sistem peredam pegas-massa dalam suatu proses pemotongan. Uji pemotongan pada percobaan ini dikelompokkan menjadi 2 macam yaitu dengan menggunakan sistem peredam pegas-massa dan dengan menggunakan *follower rest*.

4.4.1 Uji Pemotongan dengan Menggunakan Sistem Peredam Pegas-Massa

Uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam pegas-massa dilakukan untuk mengetahui sejauh mana pengaruh penggunaan sistem peredam terhadap terjadinya *chatter* pada suatu proses pembubutan benda yang panjang. Kedalaman potong yang digunakan dalam percobaan ini adalah 0,2 mm. Dengan kedalaman potong yang ada akan diukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan tanpa terjadi *chatter* dari setiap variasi uji pemotongan. Terjadinya *chatter* ditandai dengan timbulnya suara bising yang berlebihan, meningkatnya kekasaran permukaan hasil pemotongan dan meningkatnya amplitudo getaran saat proses pemotongan berlangsung.

Variasi uji pemotongan yang dilakukan dalam percobaan ini adalah sebagai berikut:

1. Tanpa menggunakan sistem peredam pegas-massa.
2. Sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 0,5 kg.
3. Sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,5 kg.
4. Sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,5 kg.
5. Sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 0,75 kg.
6. Sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,75 kg.
7. Sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,75 kg.

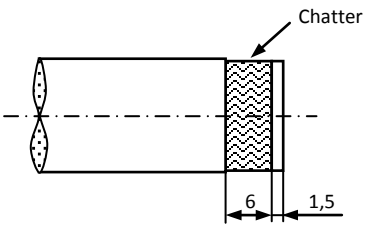



8. Sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 1 kg.
9. Sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 1 kg.
10. Sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 1 kg.

Pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan dilakukan dengan menggunakan alat ukur jangka sorong dari sisi awal pemotongan hingga akhir pemotongan sebelum terjadi *chatter* dan amplitudo getaran diukur dengan menggunakan *accelerometer* yang dipasang pada permukaan center pada *tail stock* mesin bubut. Pengukuran jangkauan hasil pemotongan dilakukan setelah proses pemotongan selesai dan pengukuran getaran dilakukan selama proses pemotongan berlangsung. Data getaran yang ada selanjutnya diolah dengan menggunakan perangkat lunak MathCad untuk mengetahui besar amplitudo dan frekuensi saat pemotongan dan saat terjadinya *chatter* dari setiap variasi pemotongan.

1. Pemotongan tanpa menggunakan sistem peredam pegas-massa

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan tanpa menggunakan sistem peredam pegas-massa. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.14.

Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan
	

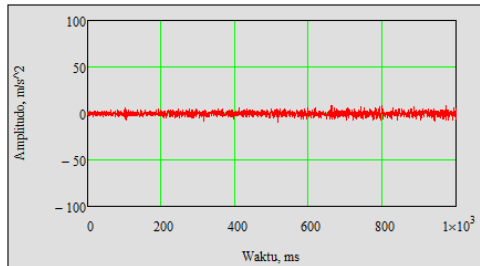
Gambar 4.14 Hasil pemotongan tanpa menggunakan sistem peredam pegas-massa

Pada gambar 4.14 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 1,5 mm. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 6 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

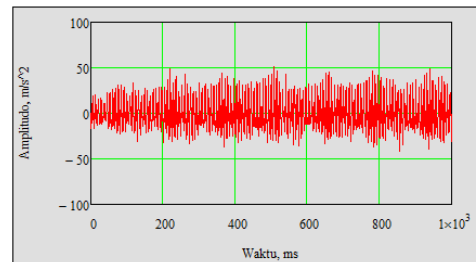


Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.15 dan gambar 4.16.

Sebelum *chatter*

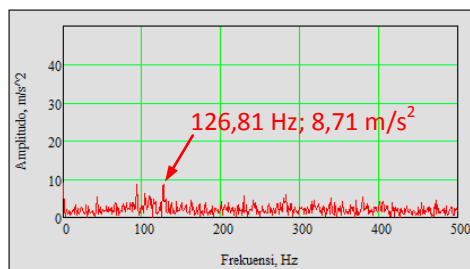


Saat *chatter*

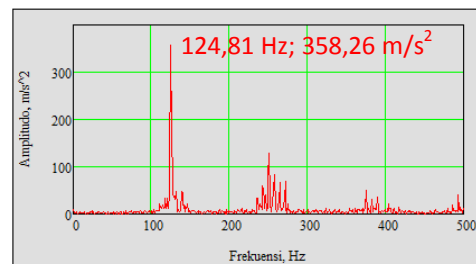


Gambar 4.15 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan tanpa menggunakan sistem peredam pegas-massa

Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



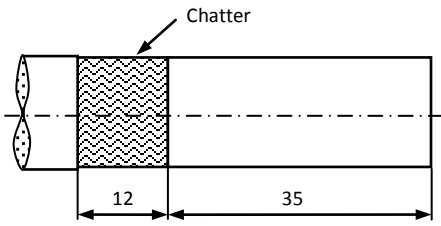
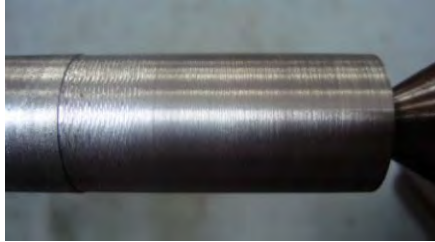
Gambar 4.16 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan tanpa menggunakan sistem peredam pegas-massa

Grafik pada gambar 4.16 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 126,81 Hz dengan tinggi amplitudo $8,71 \text{ m/s}^2$ dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 124,81 Hz dengan tinggi amplitudo $358,26 \text{ m/s}^2$ atau 41,1 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.

2. Pemotongan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5 \text{ mm}$ dan massa tambahan 0,5 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5 \text{ mm}$ dan massa tambahan 0,5 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.17.



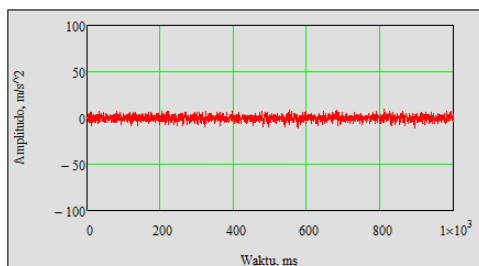
Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan
	

Gambar 4.17 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 0,5 kg

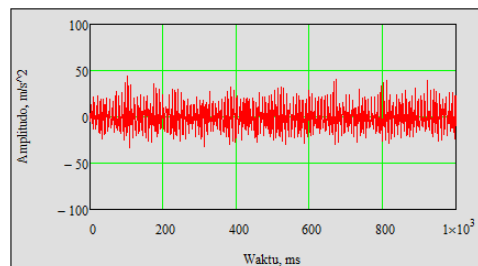
Pada gambar 4.17 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 35 mm. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 12 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.18 dan gambar 4.19.

Sebelum *chatter*



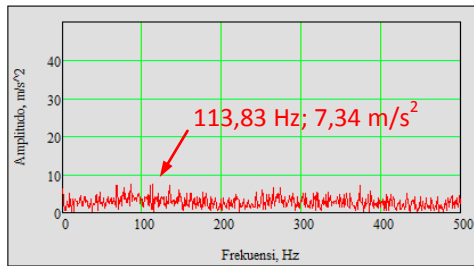
Saat *chatter*



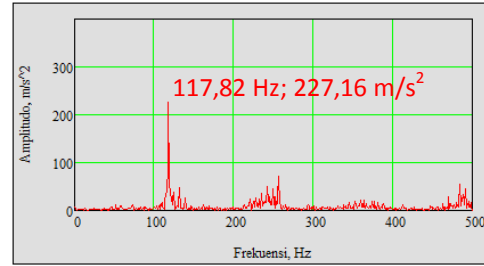
Gambar 4.18 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 0,5 kg



Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



Gambar 4.19 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 0,5 kg

Grafik pada gambar 4.19 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 113,83 Hz dengan tinggi amplitudo $7,34 \text{ m/s}^2$ dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 117,82 Hz dengan tinggi amplitudo $227,16 \text{ m/s}^2$ atau 30,9 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.

3. Pemotongan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,5 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,5 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.20.

Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan

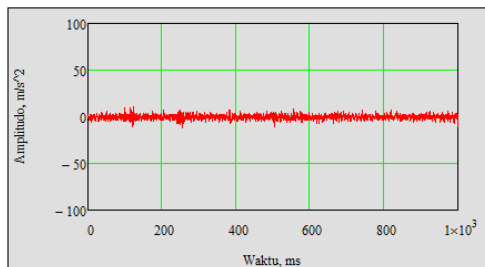
Gambar 4.20 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,5 kg



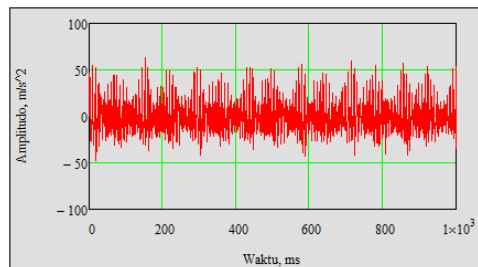
Pada gambar 4.20 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 35 mm. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 8 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.21 dan gambar 4.22.

Sebelum *chatter*

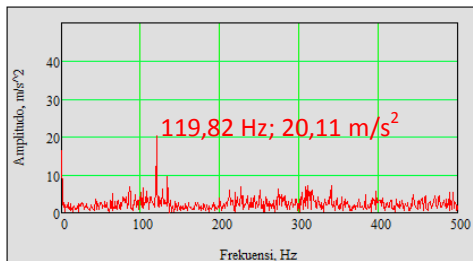


Saat *chatter*

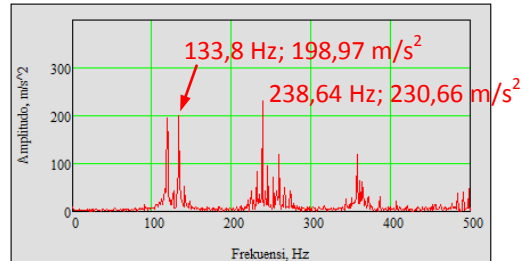


Gambar 4.21 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,5 kg

Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



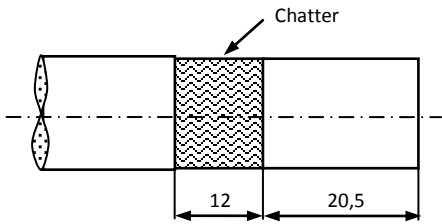

Gambar 4.22 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,5 kg

Grafik pada gambar 4.22 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 119,82 Hz dengan tinggi amplitudo $20,11 \text{ m/s}^2$ dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 238,64 Hz dengan tinggi amplitudo $230,66 \text{ m/s}^2$ atau 11,5 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.



4. Pemotongan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,5 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,5 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.23.

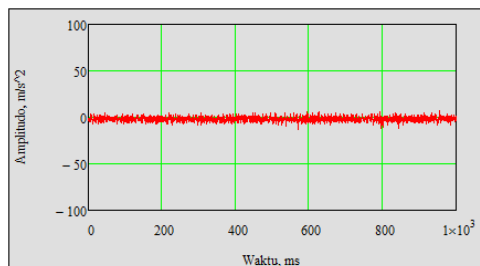
Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan
	

Gambar 4.23 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,5 kg

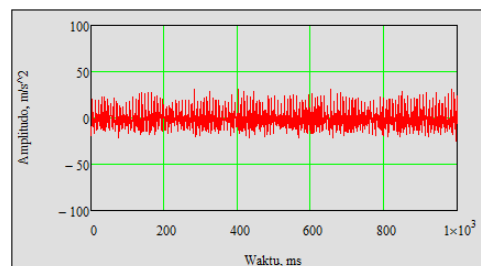
Pada gambar 4.23 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 20,5 mm. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 12 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.24 dan gambar 4.25.

Sebelum *chatter*



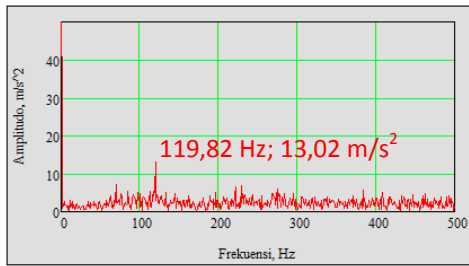
Saat *chatter*



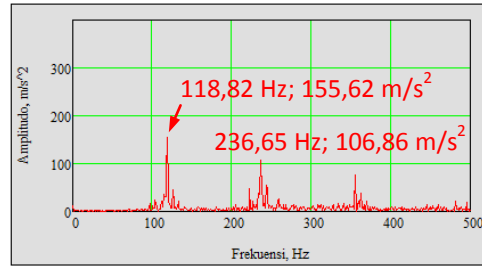
Gambar 4.24 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,5 kg



Sebelum *chatter*



Saat *chatter*

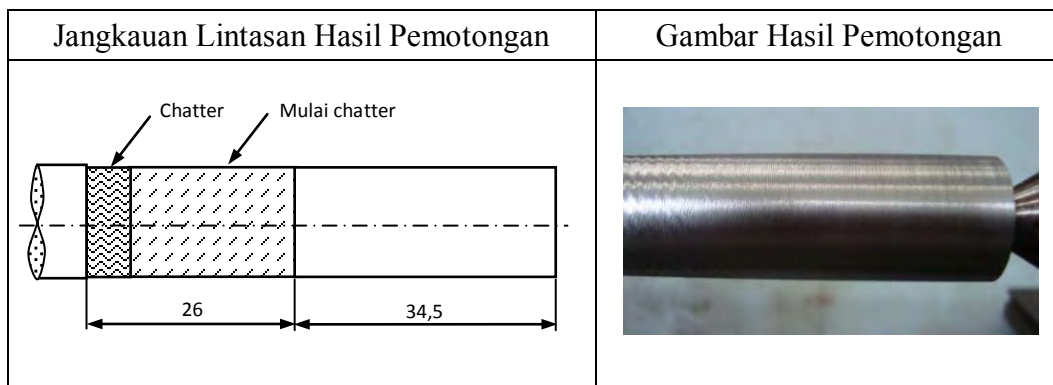


Gambar 4.25 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 0,5 kg

Grafik pada gambar 4.25 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 119,82 Hz dengan tinggi amplitudo 13,02 m/s² dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 118,82 Hz dengan tinggi amplitudo 155,62 m/s² atau 11,9 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.

5. Pemotongan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,75 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,75 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.26.



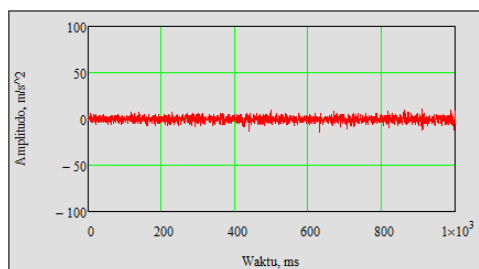
Gambar 4.26 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,75 kg



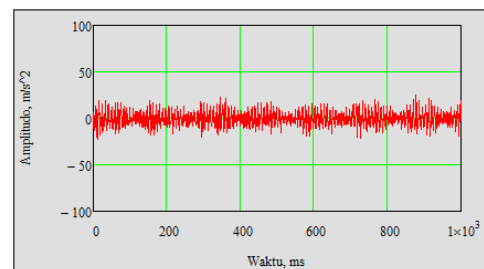
Pada gambar 4.26 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 34,5 mm. *Chatter* terjadi secara bertahap mulai kecil hingga besar. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 26 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.27 dan gambar 4.28.

Sebelum *chatter*

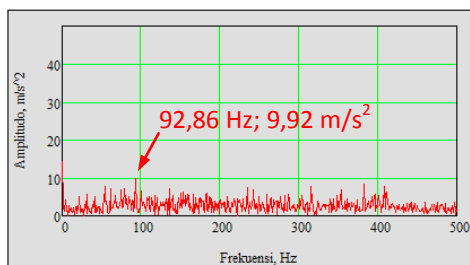


Saat *chatter*

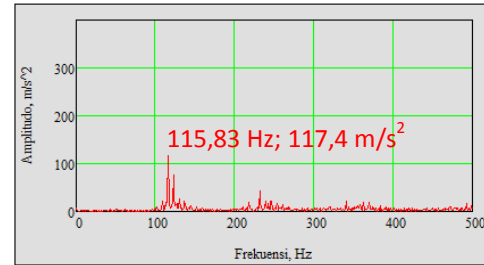


Gambar 4.27 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,75 kg

Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



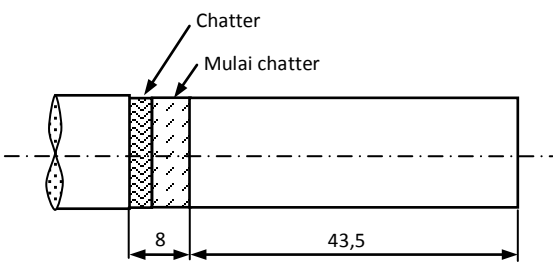
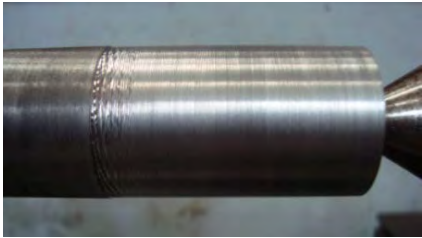
Gambar 4.28 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø5 mm dan massa tambahan 0,75 kg

Grafik pada gambar 4.28 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 92,86 Hz dengan tinggi amplitudo $9,92 \text{ m/s}^2$ dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 115,83 Hz dengan tinggi amplitudo $117,4 \text{ m/s}^2$ atau 11,8 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.



6. Pemotongan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,75 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,75 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.29.

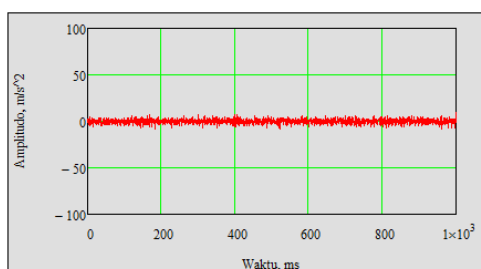
Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan
	

Gambar 4.29 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,75 kg

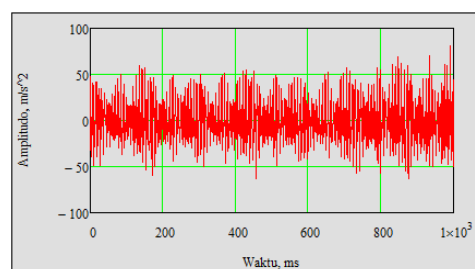
Pada gambar 4.29 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 43,5 mm. *Chatter* terjadi secara bertahap mulai kecil hingga besar. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 8 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.30 dan gambar 4.31.

Sebelum *chatter*



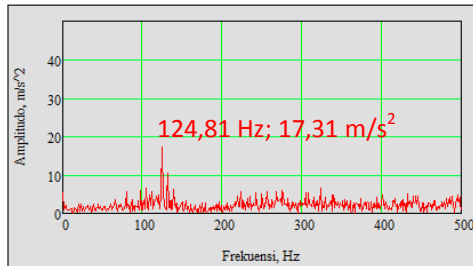
Saat *chatter*



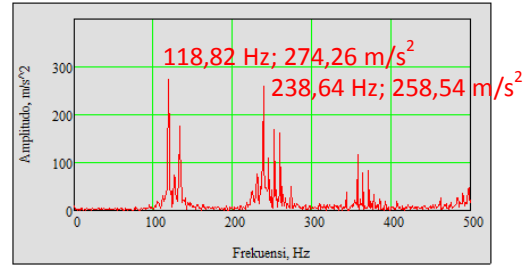
Gambar 4.30 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,75 kg



Sebelum *chatter*



Saat *chatter*

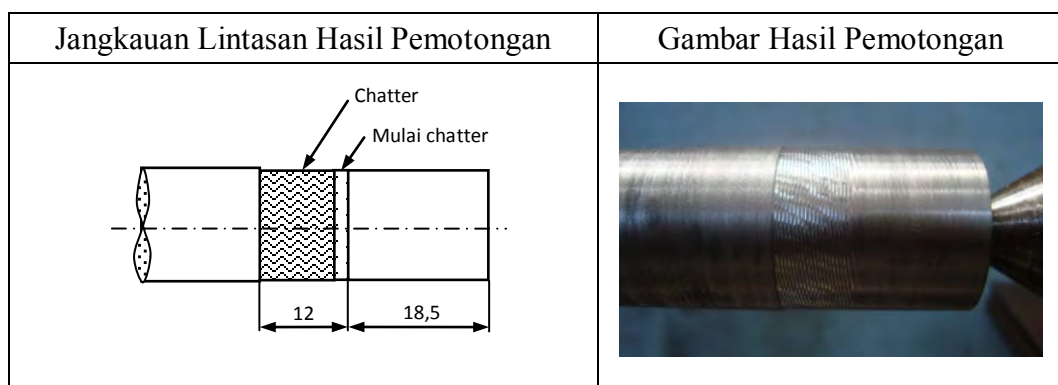


Gambar 4.31 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,75 kg

Grafik pada gambar 4.31 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 124,81 Hz dengan tinggi amplitudo $17,31 \text{ m/s}^2$ dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 118,82 Hz dengan tinggi amplitudo $274,26 \text{ m/s}^2$ atau 15,8 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.

7. Pemotongan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,75 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,75 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.32.



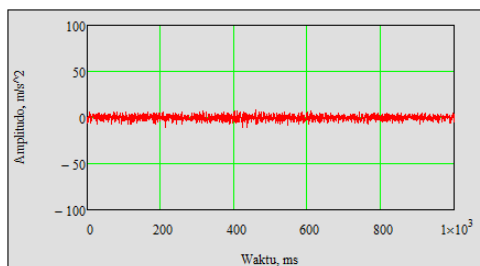
Gambar 4.32 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,75 kg



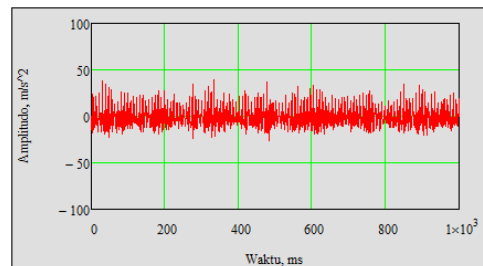
Pada gambar 4.32 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 18,5 mm. *Chatter* terjadi secara bertahap mulai kecil hingga besar. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 12 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.33 dan gambar 4.34.

Sebelum *chatter*

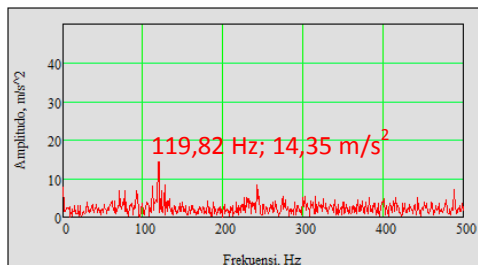


Saat *chatter*

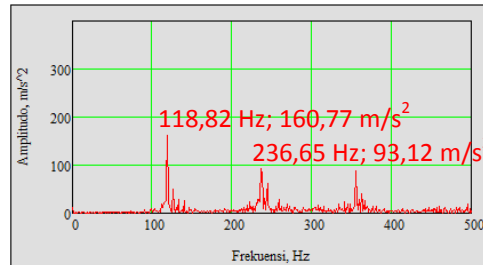


Gambar 4.33 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,75 kg

Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



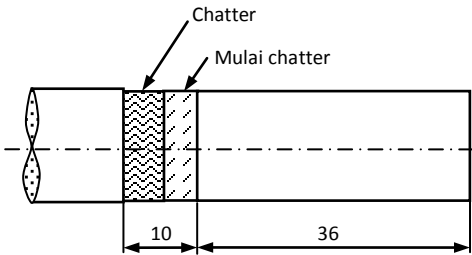

Gambar 4.34 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,75 kg

Grafik pada gambar 4.34 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 119,82 Hz dengan tinggi amplitudo $14,35 \text{ m/s}^2$ dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 118,82 Hz dengan tinggi amplitudo $160,77 \text{ m/s}^2$ atau 11,2 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.



8. Pemotongan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 1 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 1 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.35.

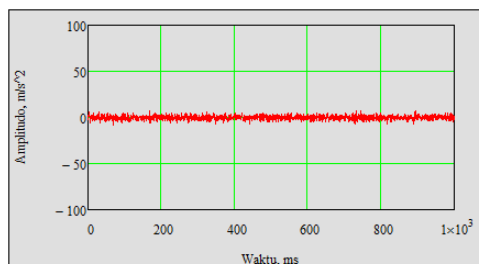
Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan
	

Gambar 4.35 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 1 kg

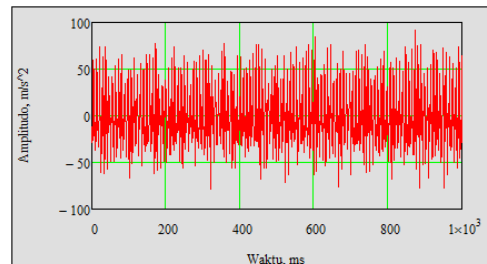
Pada gambar 4.35 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 36 mm. *Chatter* terjadi secara bertahap mulai kecil hingga besar. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 10 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.36 dan gambar 4.37.

Sebelum *chatter*



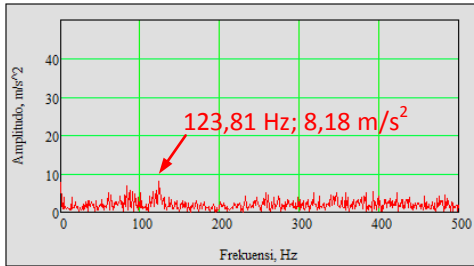
Saat *chatter*



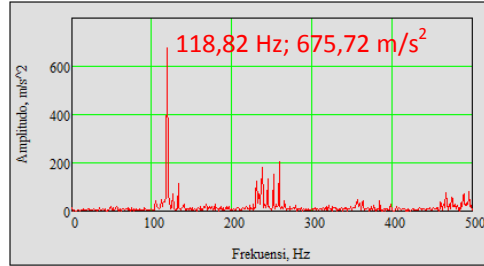
Gambar 4.36 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 1 kg



Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



Gambar 4.37 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 1 kg

Grafik pada gambar 4.37 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 123,81 Hz dengan tinggi amplitudo 8,18 m/s^2 dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 118,82 Hz dengan tinggi amplitudo 675,72 m/s^2 atau 82,6 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.

9. Pemotongan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 1 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 1 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.38.

Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan

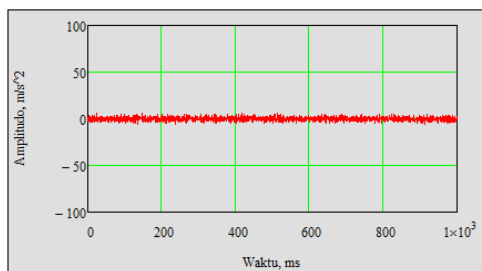
Gambar 4.38 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 1 kg



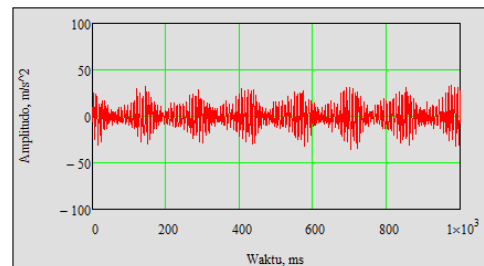
Pada gambar 4.38 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 38,5 mm. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 16 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.39 dan gambar 4.40.

Sebelum *chatter*

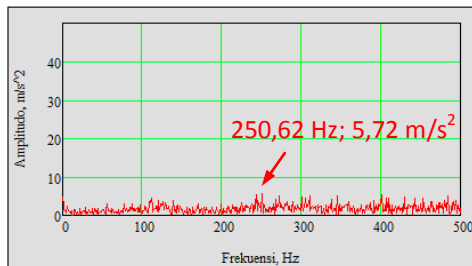


Saat *chatter*

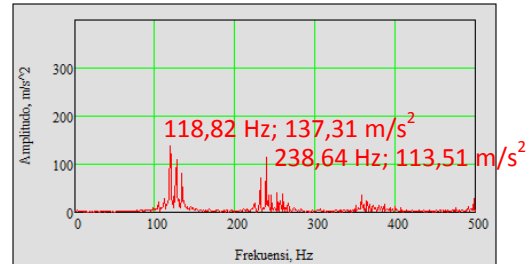


Gambar 4.39 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 1 kg

Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



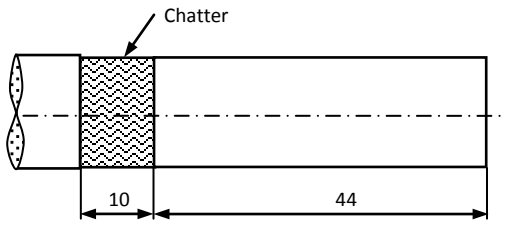
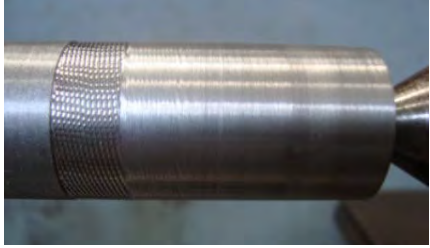
Gambar 4.40 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø6 mm dan massa tambahan 1 kg

Grafik pada gambar 4.40 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 250,62 Hz dengan tinggi amplitudo $5,72 \text{ m/s}^2$ dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 118,82 Hz dengan tinggi amplitudo $137,31 \text{ m/s}^2$ atau 24 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.



10. Pemotongan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 1 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 1 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.41.

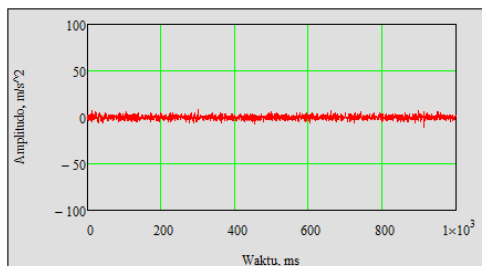
Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan
	

Gambar 4.41 Hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 1 kg

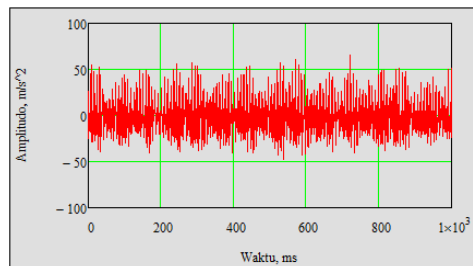
Pada gambar 4.41 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 44 mm. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 10 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.42 dan gambar 4.43.

Sebelum *chatter*



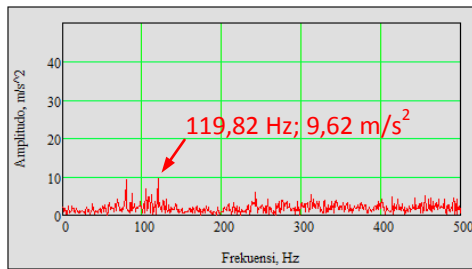
Saat *chatter*



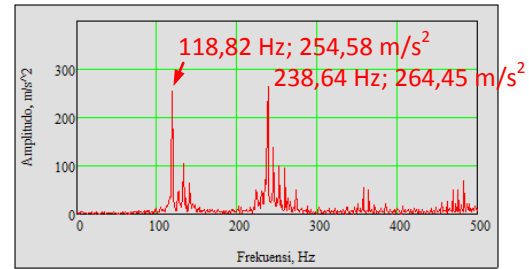
Gambar 4.42 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 1 kg



Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



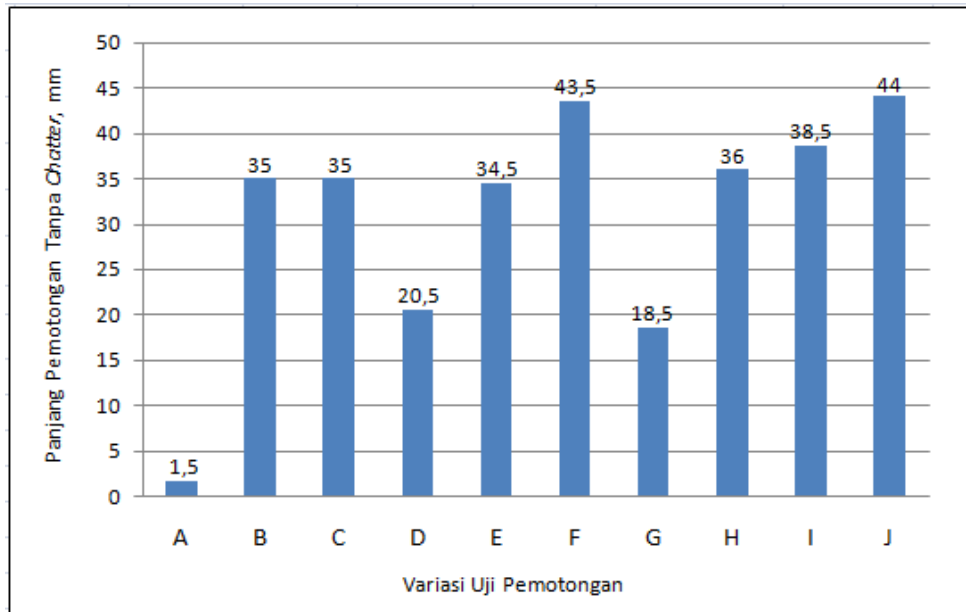
Gambar 4.43 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg

Grafik pada gambar 4.43 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 119,82 Hz dengan tinggi amplitudo $9,62 \text{ m/s}^2$ dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 238,64 Hz dengan tinggi amplitudo $264,45 \text{ m/s}^2$ atau 27,5 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.

Untuk memudahkan dalam membandingkan jangkauan lintasan hasil pemotongan dari setiap variasi sistem peredam yang digunakan dalam uji pemotongan maka semua data hasil pemotongan dituangkan dalam tabel dan grafik sebagaimana yang ditunjukkan pada tabel 4.1 dan gambar 4.44.

Tabel 4.1 Jangkauan lintasan hasil pemotongan dari setiap variasi uji pemotongan dengan sistem peredam

No	Variasi Uji Pemotongan	Panjang Pemotongan Tanpa chatter, mm	Sebelum Chatter		Saat Chatter	
			Frekuensi, Hz	Amplitudo, m/s^2	Frekuensi, Hz	Amplitudo, m/s^2
1	Tanpa peredam	1,5	126,81	8,71	124,81	358,26
2	Dengan peredam menggunakan pegas Ø5 & massa tambahan 0,5 kg	35	113,83	7,34	117,82	227,16
3	Dengan peredam menggunakan pegas Ø6 & massa tambahan 0,5 kg	35	119,82	20,11	238,64	230,66
4	Dengan peredam menggunakan pegas Ø7 & massa tambahan 0,5 kg	20,5	119,82	13,02	118,82	155,62
5	Dengan peredam menggunakan pegas Ø5 & massa tambahan 0,75 kg	34,5	92,86	9,92	115,83	117,4
6	Dengan peredam menggunakan pegas Ø6 & massa tambahan 0,75 kg	43,5	124,81	17,31	118,82	274,26
7	Dengan peredam menggunakan pegas Ø7 & massa tambahan 0,75 kg	18,5	119,82	14,35	118,82	160,77
8	Dengan peredam menggunakan pegas Ø5 & massa tambahan 1 kg	36	123,81	8,18	118,82	675,72
9	Dengan peredam menggunakan pegas Ø6 & massa tambahan 1 kg	38,5	250,62	5,72	118,82	137,31
10	Dengan peredam menggunakan pegas Ø7 & massa tambahan 1 kg	44	119,82	9,62	238,64	264,45



Gambar 4.44 Grafik jangkauan panjang pemotongan tanpa *chatter* pada setiap variasi sistem peredam pegas-massa

Keterangan variasi uji pemotongan:

- A : Pemotongan tanpa peredam pegas-massa.
- B : Pemotongan dengan peredam menggunakan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 0,5 kg.
- C : Pemotongan dengan peredam menggunakan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,5 kg.
- D : Pemotongan dengan peredam menggunakan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,5 kg.
- E : Pemotongan dengan peredam menggunakan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 0,75 kg.
- F : Pemotongan dengan peredam menggunakan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 0,75 kg.
- G : Pemotongan dengan peredam menggunakan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 0,75 kg.
- H : Pemotongan dengan peredam menggunakan pegas $\varnothing 5$ mm dan massa tambahan 1 kg.
- I : Pemotongan dengan peredam menggunakan pegas $\varnothing 6$ mm dan massa tambahan 1 kg.
- J : Pemotongan dengan peredam menggunakan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 1 kg.

Grafik pada gambar 4.44 menunjukkan bahwa jangkauan lintasan pemotongan terendah terjadi pada saat uji pemotongan tanpa menggunakan sistem peredam



dengan jangkauan lintasan 1,5 mm dan jangkauan lintasan pemotongan terjauh terjadi pada saat uji pemotongan dengan menggunakan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 1 kg dengan jangkauan lintasan 44 mm atau naik hampir 30 kalinya. Dengan kondisi ini dapat dikatakan bahwa akibat gaya pemotongan yang diterima oleh pahat potong selama proses pembubutan menyebabkan terjadinya getaran yang cukup besar pada benda kerja. Akibat getaran yang terjadi menyebabkan proses pemotongan menjadi tidak stabil sehingga dengan mudah terjadi *chatter*. Untuk mencegah terjadinya *chatter* selama proses pemotongan penting dipasang suatu sistem peredam pada benda kerja untuk mengkompensasi getaran yang terjadi pada saat proses pemotongan. Dari 9 variasi sistem peredam pegas-massa yang digunakan dalam penelitian ini terlihat bahwa untuk mendapatkan hasil redaman yang maksimal harus ada kesesuaian antara dimater pegas dan massa tambahan yang digunakan. Dari grafik pada gambar 4-44 terlihat bahwa untuk mendapatkan hasil maksimal untuk dimater pegas 5 mm massa tambahan yang paling sesuai adalah 0,5 kg, untuk diameter pegas 6 mm massa tambahan yang paling sesuai adalah 0,75 kg dan untuk diameter pegas 7 mm massa tambahan yang paling sesuai adalah 1 kg. Dari jangkauan maksimal hasil pemotongan untuk diameter pegas 6 mm dan 7 mm masing-masing 43,5 mm dan 44 mm dapat dikatakan bahwa penambahan diameter pegas dan massa tambahan tidak berpengaruh secara signifikan terhadap jangkauan hasil pemotongan.

4.4.2 Uji Pemotongan dengan Menggunakan *Follower Rest*

Uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dilakukan untuk mengetahui sejauh mana pengaruh penggunaan *follower rest* terhadap terjadinya *chatter* pada suatu proses pembubutan benda yang panjang. *Follower rest* adalah merupakan suatu alat bantu standar yang telah banyak digunakan sebagai penyangga sekaligus sebagai peredam getaran pada saat proses pemotongan benda yang panjang. *Follower rest* dilengkapi dengan 2 buah penyangga yang dipasang pada posisi horisontal dan vertikal dari benda kerja. Kedua buah penyangga dapat diatur secara terpisah sesuai dengan kebutuhan. Uji pemotongan ini dilakukan sebagai pembanding terhadap uji pemotongan menggunakan sistem peredam yang



dipasang pada benda kerja saat dilakukan pemotongan. Kedalaman potong yang digunakan dalam percobaan ini adalah 0,4 mm. Dengan kedalaman potong yang ada akan diukur sejauh mana jangkauan lintasan pemotongan tanpa terjadi *chatter* dari setiap variasi uji pemotongan.

Variasi uji pemotongan yang dilakukan dalam percobaan ini adalah sebagai berikut:

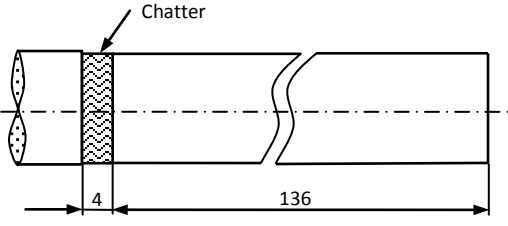

1. Menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal.
2. Menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam dengan pegas $\varnothing 7$ mm dan massa tambahan 1 kg.
3. Menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan vertikal.

Pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan dilakukan dengan menggunakan alat ukur jangka sorong atau rol meter dari sisi awal pemotongan hingga akhir pemotongan sebelum terjadi *chatter* atau sesuai dengan target pemotongan yang telah ditentukan sebelumnya dan amplitudo getaran diukur dengan menggunakan *accelerometer* yang dipasang pada permukaan center pada *tail stock* mesin bubut. Pengukuran jangkauan hasil pemotongan dilakukan setelah proses pemotongan selesai dan pengukuran getaran dilakukan selama proses pemotongan berlangsung. Data getaran yang ada selanjutnya diolah dengan menggunakan perangkat lunak MathCad untuk mengetahui besar amplitudo dan frekuensi saat pemotongan dan saat terjadinya *chatter* dari setiap variasi pemotongan.

1. Pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal.

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan hasil pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.45.



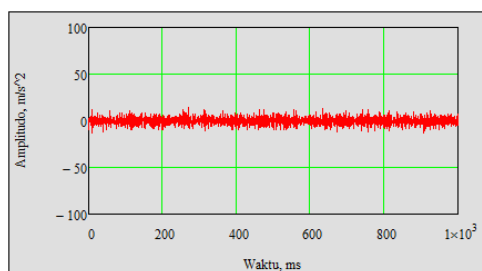
Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan
	

Gambar 4.45 Hasil pemotongan dengan menggunakan *follower rest* penyangga arah horisontal

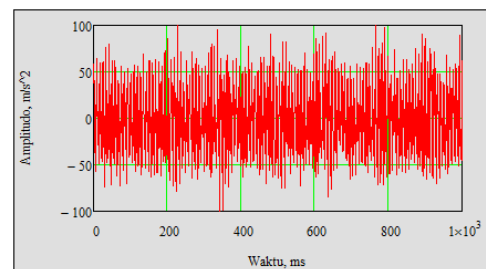
Pada gambar 4.45 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 136 mm. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 4 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.46 dan gambar 4.47.

Sebelum *chatter*



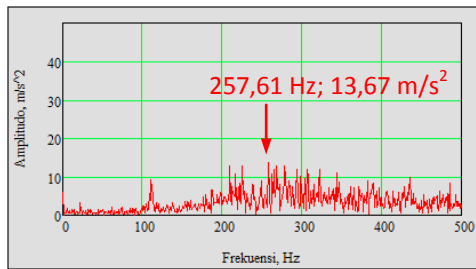
Saat *chatter*



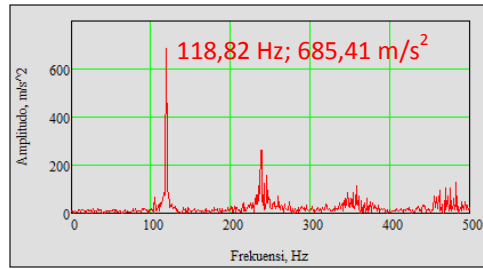
Gambar 4.46 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal



Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



Gambar 4.47 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal

Grafik pada gambar 4.47 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 257,61 Hz dengan tinggi amplitudo 13,67 m/s² dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 118,82 Hz dengan tinggi amplitudo 685,41 m/s² atau 50,1 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.

2. Pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg

Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan hasil pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.48.

Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan

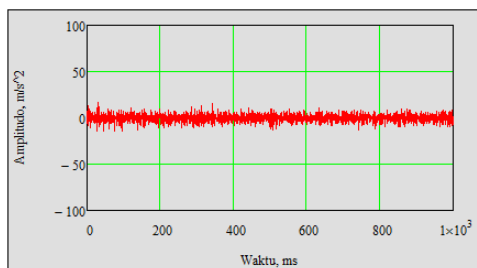
Gambar 4.48 Hasil pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg



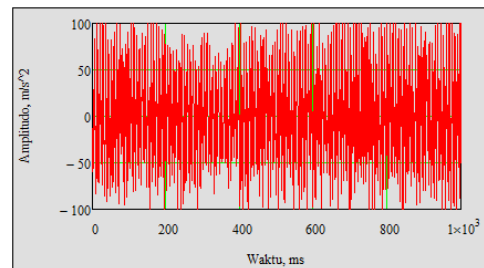
Pada gambar 4.48 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 138,5 mm. Setelah terjadi *chatter* sepanjang 3,5 mm pemotongan dihentikan untuk selanjutnya dilakukan pengukuran jangkauan lintasan hasil pemotongan.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan baik sebelum terjadi *chatter* maupun saat terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.49 dan gambar 4.50.

Sebelum *chatter*

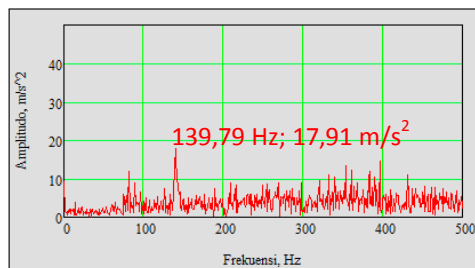


Saat *chatter*

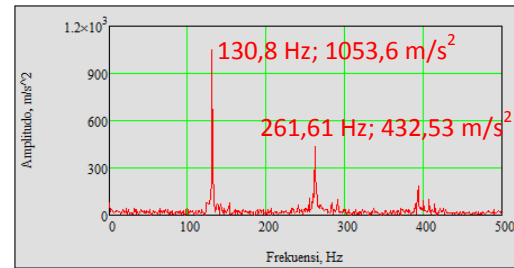


Gambar 4.49 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu pada uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg

Sebelum *chatter*



Saat *chatter*



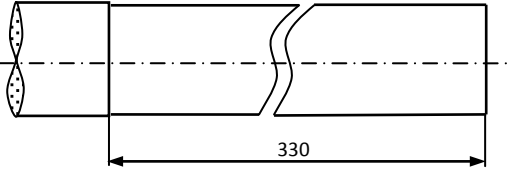

Gambar 4.50 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi pada uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam dengan pegas Ø7 mm dan massa tambahan 1 kg

Grafik pada gambar 4.50 menunjukkan bahwa getaran tertinggi sebelum *chatter* terjadi pada frekuensi 139,79 Hz dengan tinggi amplitudo 17,91 m/s² dan getaran tertinggi pada saat *chatter* terjadi pada frekuensi 130,8 Hz dengan tinggi amplitudo 1053,6 m/s² atau 58,8 kali lebih besar daripada amplitudo sebelum *chatter*.



3. Pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan vertikal

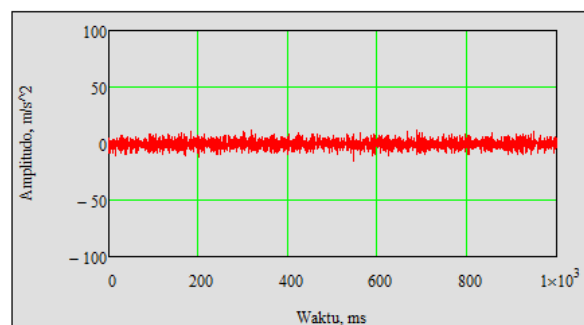
Pemotongan ini dilakukan untuk mengukur sejauh mana jangkauan lintasan hasil pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan vertikal. Jangkauan lintasan hasil pemotongan dan gambar hasil pemotongan ditunjukkan pada gambar 4.51.

Jangkauan Lintasan Hasil Pemotongan	Gambar Hasil Pemotongan
	

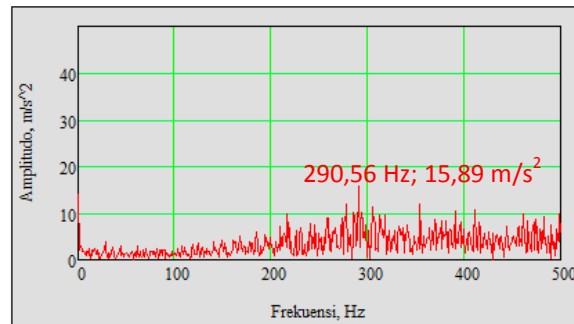
Gambar 4.51 Hasil pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan vertikal

Pada gambar 4.51 terlihat bahwa jangkauan lintasan hasil pemotongan tanpa terjadi *chatter* adalah 330 mm. Jangkauan hasil pemotongan ini adalah merupakan suatu batasan pemotongan yang telah ditentukan sebelumnya.

Getaran yang terjadi selama proses pemotongan tanpa terjadi *chatter* digambarkan sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.52 dan gambar 4.53.



Gambar 4.52 Grafik amplitudo getaran domain terhadap waktu tanpa terjadi *chatter* pada uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan vertikal



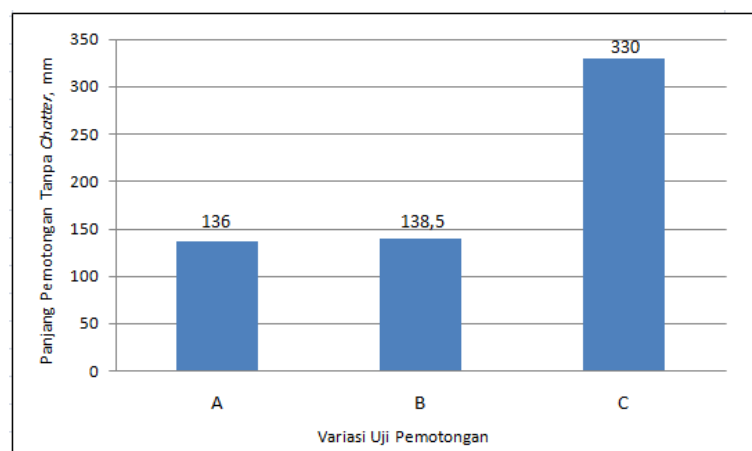
Gambar 4.53 Grafik amplitudo getaran domain terhadap frekuensi tanpa terjadi *chatter* pada uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan vertikal

Grafik pada gambar 4.53 menunjukkan bahwa getaran tertinggi terjadi pada frekuensi 290,56 Hz dengan tinggi amplitudo 15,89 m/s².

Untuk memudahkan dalam membandingkan jangkauan lintasan hasil pemotongan dari setiap variasi pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dan sistem peredam maka semua data hasil pemotongan dituangkan dalam tabel dan grafik sebagaimana yang ditunjukkan pada tabel 4.2 dan gambar 4.54.

Tabel 4.2 Jangkauan lintasan hasil pemotongan dari setiap variasi uji pemotongan dengan *follower rest* dan sistem peredam

No	Variasi Uji Pemotongan	Panjang Pemotongan Tanpa chatter, mm	Sebelum Chatter		Saat Chatter	
			Frekuensi, Hz	Amplitudo, m/s ²	Frekuensi, Hz	Amplitudo, m/s ²
1	Follower rest dengan penyangga arah horisontal	136	257,61	13,67	118,82	685,41
2	Follower rest dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam	138,5	139,79	17,91	130,8	1053,6
3	Follower rest dengan penyangga arah horisontal dan vertikal	330	290,56	15,89	-	-



Gambar 4.54 Grafik jangkauan lintasan pemotongan tanpa *chatter* pada setiap variasi sistem peredam dengan *follower rest*



Keterangan variasi uji pemotongan:

- A : Pemotongan dengan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal.
- B : Pemotongan dengan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan sistem peredam.
- C : Pemotongan dengan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan vertikal.

Grafik pada gambar 4.54 menunjukkan bahwa jangkauan lintasan pemotongan terendah terjadi pada saat uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dengan jangkauan lintasan 136 mm dan jangkauan lintasan pemotongan terjauh terjadi pada saat uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* dengan penyangga arah horisontal dan vertikal dengan jangkauan lintasan 330 mm. Jarak 330 mm adalah merupakan suatu jarak maksimal pemotongan yang telah ditentukan sebelumnya. Dengan kondisi ini dapat dikatakan bahwa untuk mendapatkan jangkauan lintasan pemotongan secara maksimal maka getaran yang terjadi pada benda kerja harus diredam dari 2 arah yaitu arah vertikal dan horisontal. Sistem peredaman dengan metoda ini sudah menjadi suatu sistem peredaman yang paling optimal karena secara teori, getaran maksimal yang mungkin terjadi selama proses pemotongan adalah dari arah vertikal dan horisontal sebagai akibat dari gaya pemotongan yang diterima oleh pahat potong selama proses pembubutan.

4.4.3 Analisa Hasil Uji Pemotongan dengan Sistem Peredam dan Uji Pemotongan dengan *Follower Rest*

Jangkauan lintasan maksimal hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.44 tanpa terjadi *chatter* adalah 44 mm dan jangkauan maksimal hasil pemotongan dengan menggunakan *follower rest* sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 4.54 adalah 330 mm. Dengan melihat jangkauan maksimal dari kedua alat bantu yang ada terlihat secara jelas bahwa pemotongan dengan menggunakan *follower rest* sebagai penyangga benda kerja jauh lebih optimal jika dibandingkan dengan menggunakan sistem peredam pegas-massa. Hal ini terjadi karena peredaman getaran dengan menggunakan sistem peredam pegas-massa hanya mampu



meredam getaran dari arah vertikal saja sedangkan dengan menggunakan *follower rest* dapat meredam getaran dari arah vertikal dan horisontal dalam waktu yang bersamaan. Selain itu, *follower rest* juga dapat meningkatkan kekakuan benda kerja pada saat proses pembubutan karena *follower rest* ditumpu pada suatu tumpuan yang tetap dan mengikuti gerak pahat selama proses pemotongan.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan pada hasil analisa dan pembahasan pada bab sebelumnya, dapat disimpulkan beberapa hal berkaitan dengan penggunaan pegas dan massa tambahan sebagai peredam getaran baik pada saat uji eksitasi maupun pada saat uji pemotongan dengan proses pembubutan pada *slender bar* dengan dimensi $\varnothing 35$ mm dan panjang 800 mm.

1. Sebagai pembanding (referensi) jangkauan lintasan hasil pemotongan dengan menggunakan sistem peredam pegas-massa yang menjadi obyek penelitian, penulis melakukan uji pemotongan dengan menggunakan *follower rest* sebagai penyangga. Dari hasil uji pemotongan didapatkan bahwa penggunaan *follower rest* dengan menggunakan 2 titik penyangga (vertikal dan horisontal) mampu meredam getaran secara maksimal tanpa terjadi *chatter* untuk kedalaman potong 0,4 mm. Jangkauan lintasan pemotongan yang didapatkan dalam uji pemotongan ini adalah 330 mm.
2. Pada saat uji eksitasi dengan menggunakan 12 macam variasi sistem peredam didapatkan bahwa sistem peredam dengan diameter pegas 7 mm dan massa tambahan 0,75 kg menjadi sistem peredam yang paling optimum yaitu mampu menurunkan tingkat *compliance* benda kerja dari $9,2 \times 10^{-11}$ m/N menjadi $2,35 \times 10^{-11}$ m/N atau terjadi penurunan sebesar 74,45%.
3. Pada saat uji pemotongan dengan menggunakan 10 macam variasi uji pemotongan baik tanpa peredam maupun dengan menggunakan sistem peredam pegas-massa didapatkan bahwa penggunaan sistem peredam dengan diameter pegas 7 mm dan massa tambahan 1 kg menjadi sistem peredam paling optimum yaitu mampu menaikkan jangkauan lintasan pemotongan dari 1,5 mm menjadi 44 mm atau naik hampir 30 kalinya tanpa terjadi *chatter*.



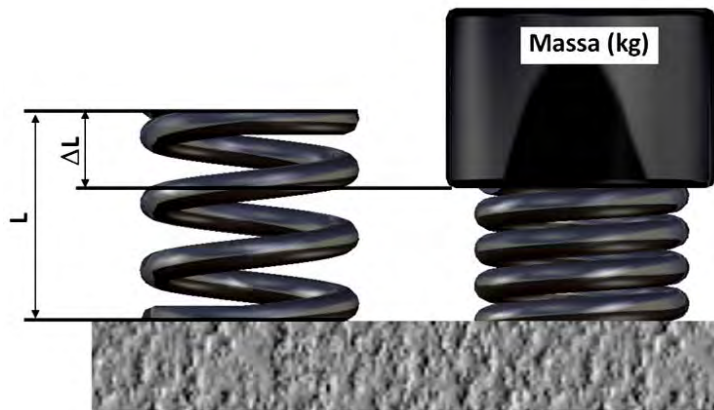
5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan kepada para peneliti lainnya untuk pengembangan sistem peredam pegas-massa pada proses bubut benda yang panjang adalah:

1. Sebaiknya sistem peredam pegas-massa dibuatkan suatu tumpuan tetap yang dipasang pada meja mesin bubut agar sistem peredam bukan hanya berfungsi untuk meredam getaran tetapi juga dapat berfungsi untuk meningkatkan kekakuan benda kerja.
2. Untuk mendapatkan hasil yang lebih optimal, sebaiknya sistem peredam pegas-massa dipasang pada posisi vertikal dan horisontal karena sesuai dengan hasil pengukuran, getaran yang terjadi pada benda kerja yaitu dari arah vertikal dan horisontal.

LAMPIRAN-1

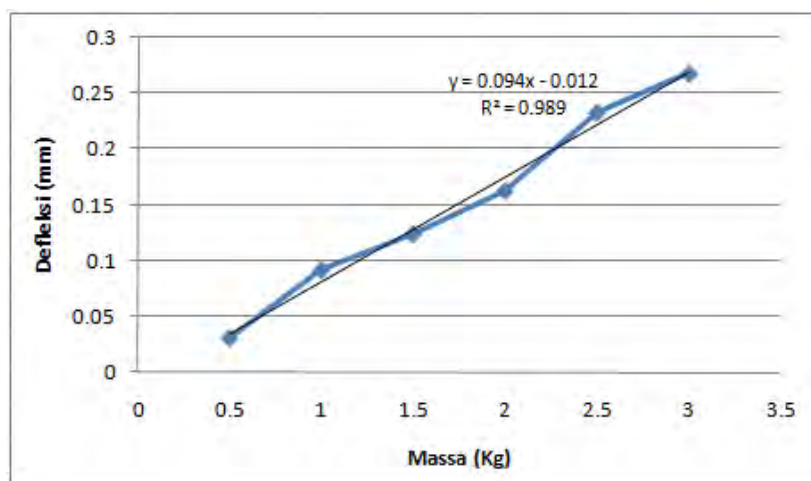
PENGUKURAN KEKAKUAN PEGAS



1. Pegas Ø4,5 mm

Massa (Kg)	Gaya (N)	Defleksi		Kekakuan (N/m)
		mm	m	
0.5	4.905	0.031	0.000031	158226
1	9.81	0.092	0.000092	106630
1.5	14.715	0.124	0.000124	118669
2	19.62	0.163	0.000163	120368
2.5	24.525	0.233	0.000233	105258
3	29.43	0.268	0.000268	109813
				119827

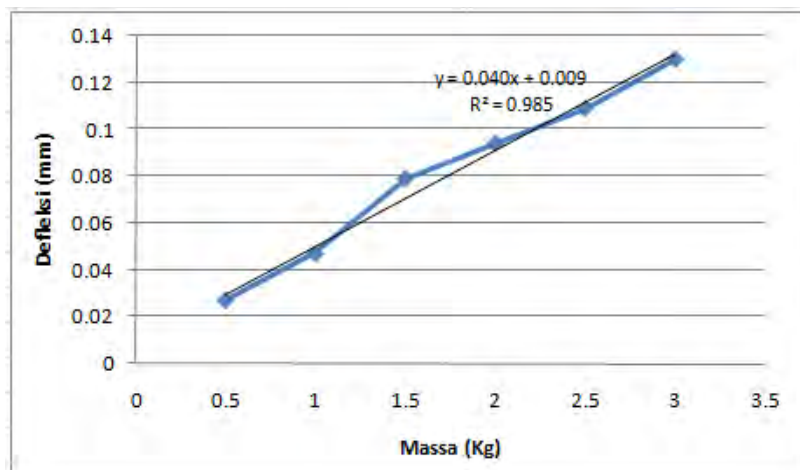
Hubungan Gaya dan Defleksi



2. Pegas Ø5 mm

Massa (Kg)	Gaya (N)	Defleksi		Kekakuan (N/m)
		mm	m	
0.5	4.905	0.027	0.000027	181667
1	9.81	0.047	0.000047	208723
1.5	14.715	0.079	0.000079	186266
2	19.62	0.094	0.000094	208723
2.5	24.525	0.109	0.000109	225000
3	29.43	0.13	0.00013	226385
				206127

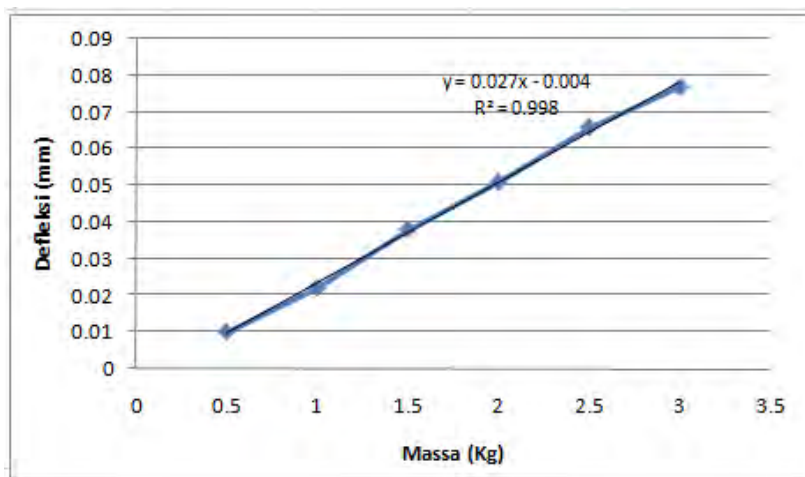
Hubungan Gaya dan Defleksi



3. Pegas Ø6 mm

Massa (Kg)	Gaya (N)	Defleksi		Kekakuan (N/m)
		mm	m	
0.5	4.905	0.01	0.00001	490500
1	9.81	0.022	0.000022	445909
1.5	14.715	0.038	0.000038	387237
2	19.62	0.051	0.000051	384706
2.5	24.525	0.066	0.000066	371591
3	29.43	0.077	0.000077	382208
				410358

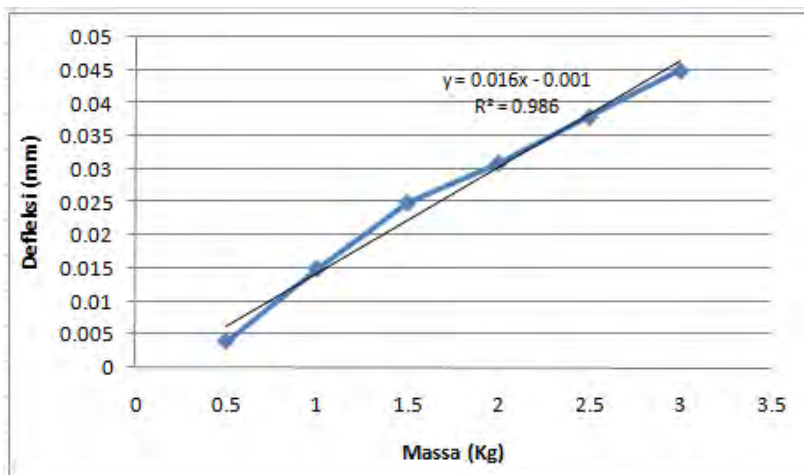
Hubungan Gaya dan Defleksi



4. Pegas Ø7 mm

Massa (Kg)	Gaya (N)	Defleksi		Kekakuan (N/m)
		mm	m	
0.5	4.905	0.004	0.000004	1226250
1	9.81	0.015	0.000015	654000
1.5	14.715	0.025	0.000025	588600
2	19.62	0.031	0.000031	632903
2.5	24.525	0.038	0.000038	645395
3	29.43	0.045	0.000045	654000
				733525

Hubungan Gaya dan Defleksi



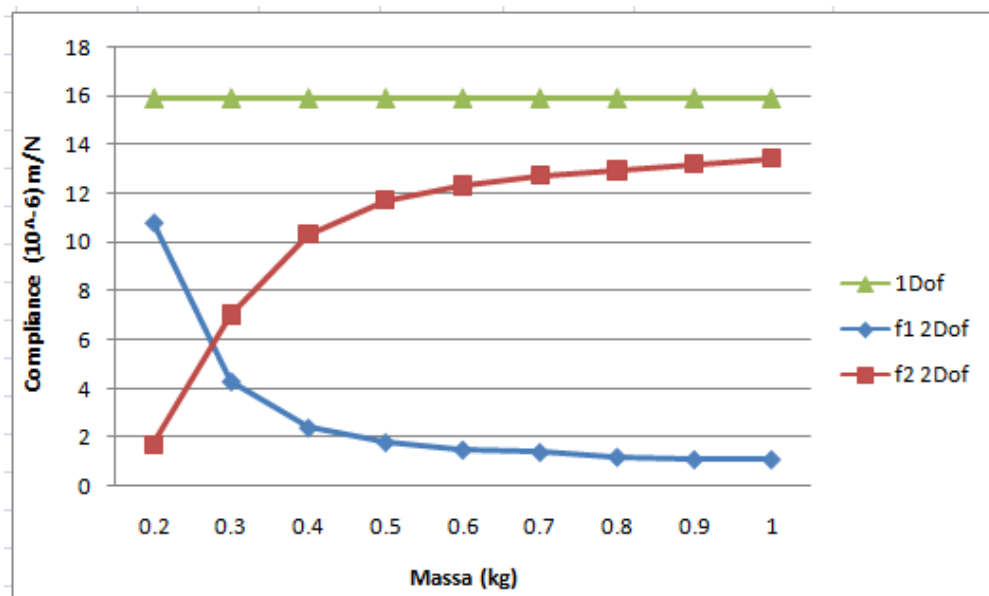
LAMPIRAN-2

SIMULASI COMPLIANCE DENGAN MASSA YANG BERBEDA-BEDA

1. Untuk Pegas Ø4,5 mm

Massa (kg)	2 Dof				1 Dof	
	Compliance (10^{-6})		Frekuensi (hz)		Compliance (10^{-6})	Frekuensi (hz)
	1	2	1	2		
0.2	10.8	1.7	104.3	131	15.9	109.87
0.3	4.3	7	93.5	117.9	15.9	109.87
0.4	2.4	10.3	82.9	115.3	15.9	109.87
0.5	1.8	11.7	74.8	114.3	15.9	109.87
0.6	1.5	12.3	68.3	113.8	15.9	109.87
0.7	1.4	12.7	63.8	113.5	15.9	109.87
0.8	1.2	12.9	60	113.4	15.9	109.87
0.9	1.1	13.2	56.6	112.7	15.9	109.87
1	1.1	13.4	53.8	113.1	15.9	109.87

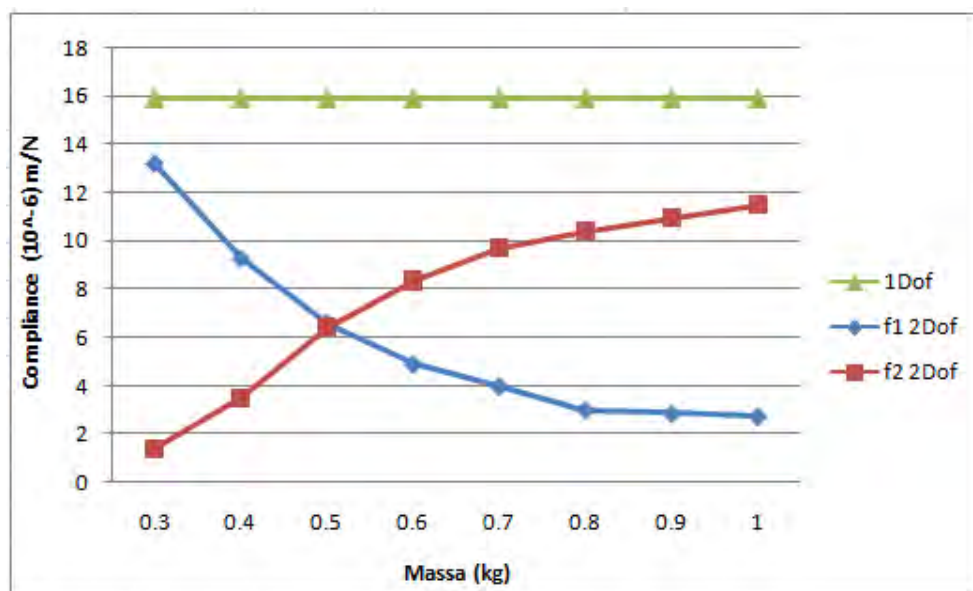
Grafik Compliance



2. Untuk Pegas Ø5 mm

2 Dof					1 Dof	
Massa (kg)	Compliance (10^{-6})		Frekuensi (hz)		Compliance (10^{-6})	Frekuensi (hz)
	1	2	1	2		
0.3	13.17	1.42	103.5	140.6	15.9	109.87
0.4	9.26	3.51	98.4	128.98	15.9	109.87
0.5	6.6	6.45	91.72	122.13	15.9	109.87
0.6	4.91	8.36	85.67	119.27	15.9	109.87
0.7	4	9.72	80.25	118.31	15.9	109.87
0.8	3.03	10.4	75.16	116.88	15.9	109.87
0.9	2.88	10.95	71.34	116.24	15.9	109.87
1	2.76	11.48	67.99	116.4	15.9	109.87

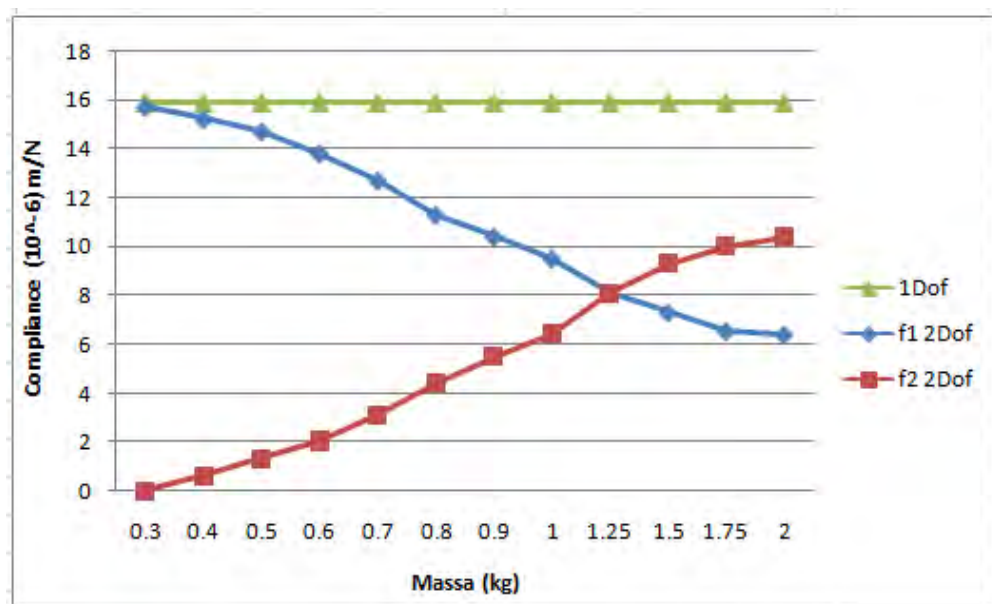
Grafik Compliance



3. Untuk Pegas Ø6 mm

2 Dof					1 Dof	
Massa (kg)	Compliance (10^{-6})		Frekuensi (hz)		Compliance (10^{-6})	Frekuensi (hz)
	1	2	1	2		
0.3	15.7	0	106.2	0	15.9	109.87
0.4	15.2	0.6	103.8	172.6	15.9	109.87
0.5	14.7	1.3	101.6	155.6	15.9	109.87
0.6	13.8	2.06	99.2	147.3	15.9	109.87
0.7	12.7	3.1	96.2	140.3	15.9	109.87
0.8	11.3	4.4	93.1	134.7	15.9	109.87
0.9	10.4	5.5	89.9	131.5	15.9	109.87
1	9.5	6.45	86.9	129.3	15.9	109.87
1.25	8.1	8.1	79.9	125.6	15.9	109.87
1.5	7.3	9.3	74.1	123.4	15.9	109.87
1.75	6.54	10	69.1	122.3	15.9	109.87
2	6.4	10.4	65.3	121.6	15.9	109.87

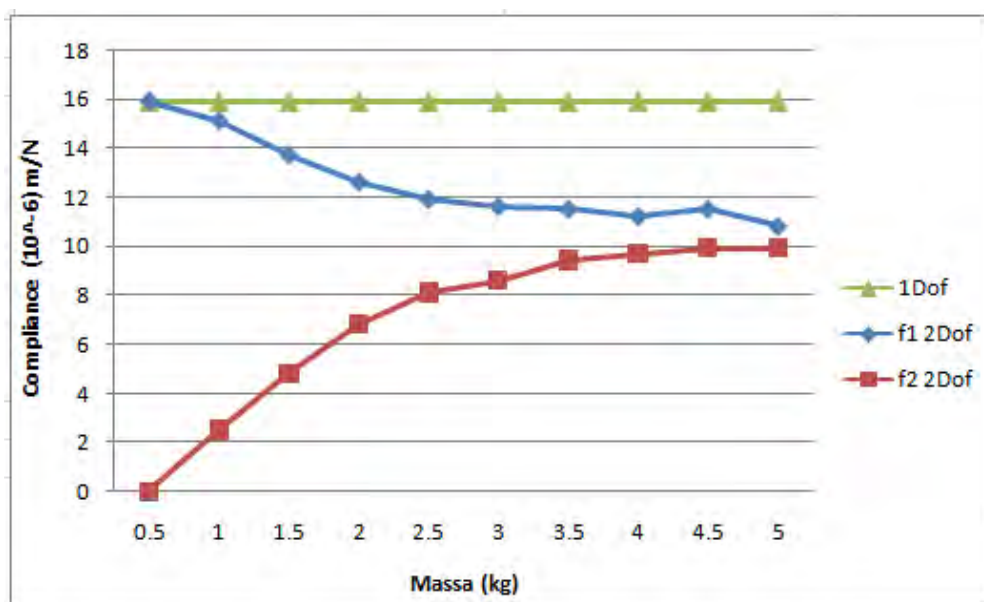
Grafik Compliance



4. Untuk Pegas $\varnothing 7$ mm

2 Dof					1 Dof	
Massa (kg)	Compliance (10^{-6})		Frekuensi (hz)		Compliance (10^{-6})	Frekuensi (hz)
	1	2	1	2		
0.5	15.9	0	104.1	0	15.9	109.87
1	15.1	2.5	95.2	157.6	15.9	109.87
1.5	13.7	4.8	86.3	142.5	15.9	109.87
2	12.6	6.8	78.1	135.8	15.9	109.87
2.5	11.9	8.1	71.6	132.3	15.9	109.87
3	11.6	8.6	66.4	130.5	15.9	109.87
3.5	11.5	9.4	62.1	128.8	15.9	109.87
4	11.2	9.7	58.4	128.2	15.9	109.87
4.5	11.5	9.9	55.4	127.5	15.9	109.87
5	10.8	9.9	52.7	127.6	15.9	109.87

Grafik Compliance



LAMPIRAN-3

PERHITUNGAN KEKAKUAN BENDA KERJA SECARA ANALITIS:

Tabel Nilai Modulus Elastisitas Bahan

Material	E in MPa	α_T in $1/^\circ C$
Steel	$2,1 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^{-5}$
Aluminium	$0,7 \cdot 10^5$	$2,3 \cdot 10^{-5}$
Concrete	$0,3 \cdot 10^5$	$1,0 \cdot 10^{-5}$
Wood (in fibre direction)	0,7... $2,0 \cdot 10^4$	2,2 ... $3,1 \cdot 10^{-5}$
Cast iron	$1,0 \cdot 10^5$	$0,9 \cdot 10^{-5}$
Copper	$1,2 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^{-5}$
Brass	$1,0 \cdot 10^5$	$1,8 \cdot 10^{-5}$

Jenis material yang digunakan dalam penelitian ini adalah Mild Steel ST41 dengan dimensi $\varnothing 35$ mm x 800 mm. Dengan mengacu pada tabel modulus elastistas (E), nilai modulus elastisitas untuk material steel adalah $2,1 \times 10^5$ Mpa atau $2,1 \times 10^5$ N/mm². Dengan demikian, maka nilai kekakuan benda kerja secara analitis adalah sebagai berikut:

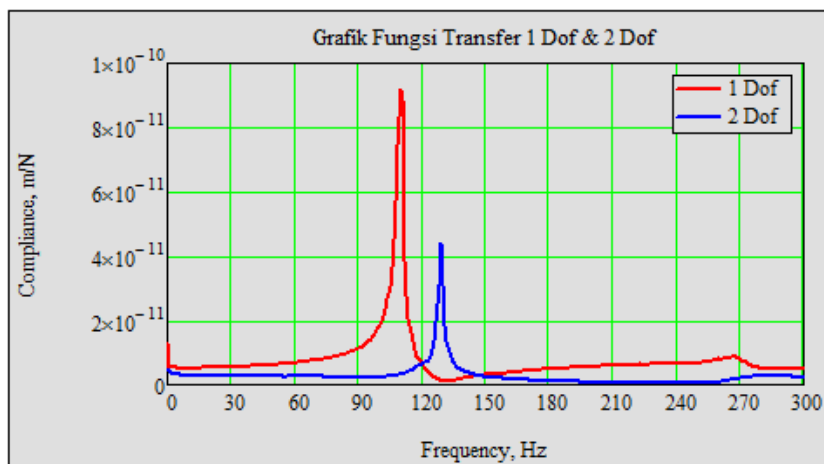
$$\begin{aligned}
 k &= \frac{A \times E}{L} \\
 &= \frac{\pi r^2 \times E}{L} \\
 &= \frac{\pi \cdot 17,5^2 [\text{mm}^2] \times 210000 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]}{800 [\text{mm}]} \\
 &= 252554,59 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right] \\
 &= 252,55459 \times 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]
 \end{aligned}$$

LAMPIRAN-4

GRAFIK FUNGSI TRANSFER ARAH VERTIKAL 1 DoF & 2 DoF

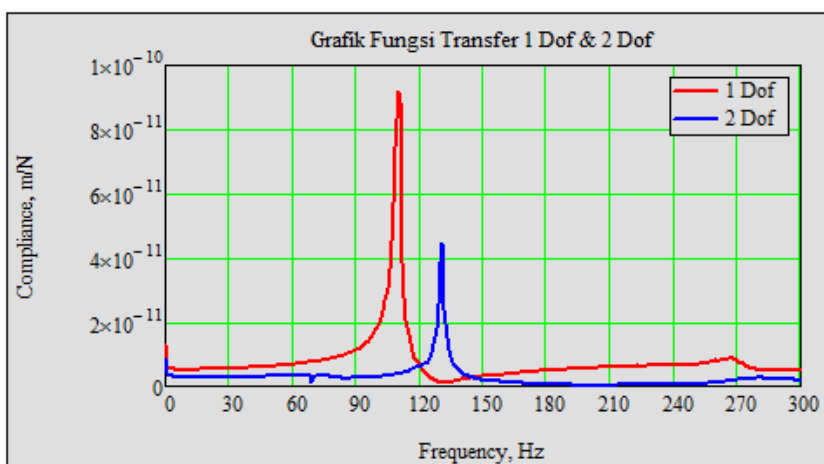
1. Pegas Ø4,5 mm & massa tambahan 0,5kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	4,37	-	128,81	-



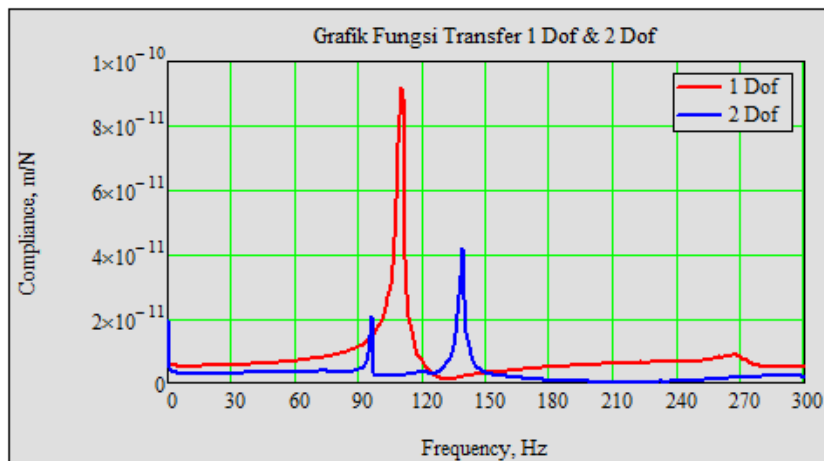
2. Pegas Ø5 mm & massa tambahan 0,5kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	4,44	-	130,8	-



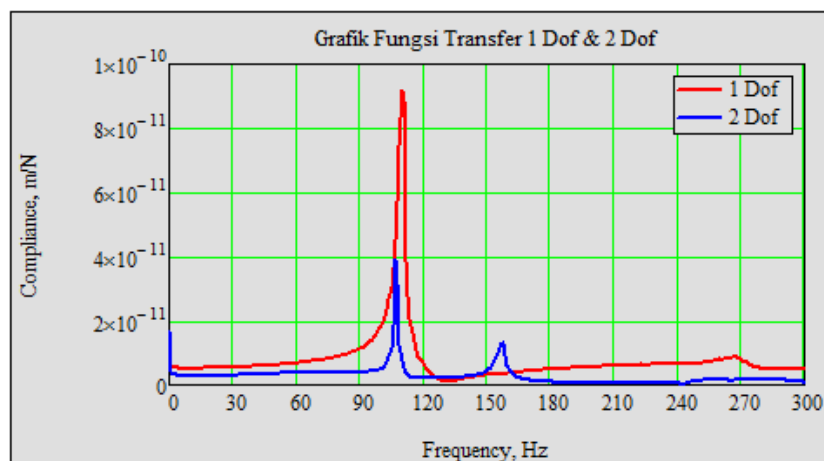
3. Pegas Ø6 mm & massa tambahan 0,5kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	2,04	4,2	95,85	138,79



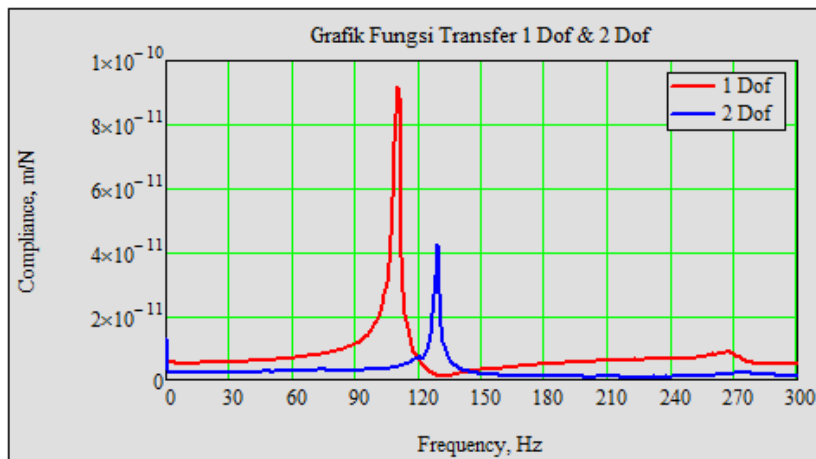
4. Pegas Ø7 mm & massa tambahan 0,5kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	3,93	1,29	106,84	157,76



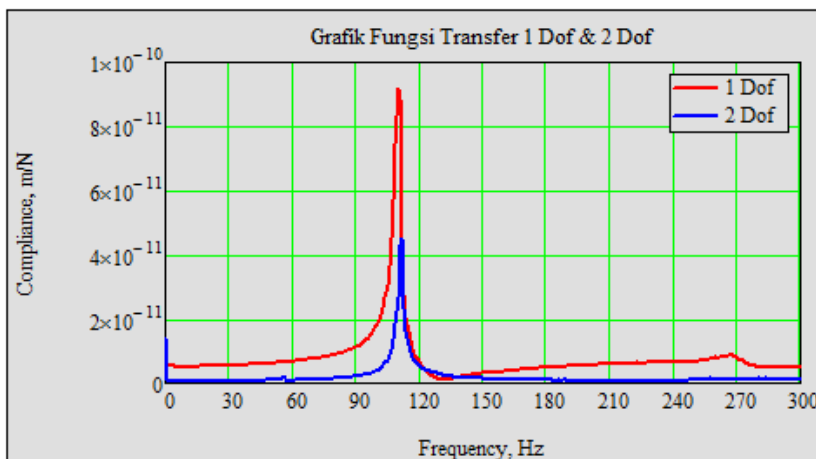
5. Pegas Ø4,5 mm & massa tambahan 0,75kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	4,25	-	128,81	-



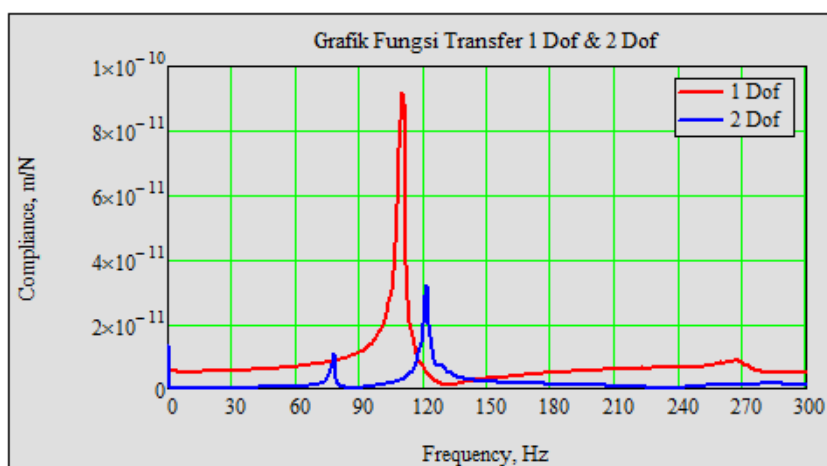
6. Pegas Ø5 mm & massa tambahan 0,75kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	0,21	4,49	55,92	111,83



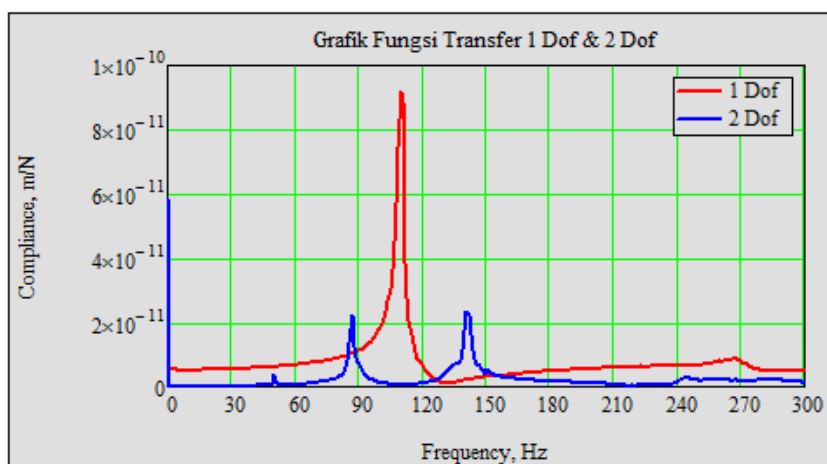
7. Pegas Ø6 mm & massa tambahan 0,75kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	1,1	3,23	77,88	121,82



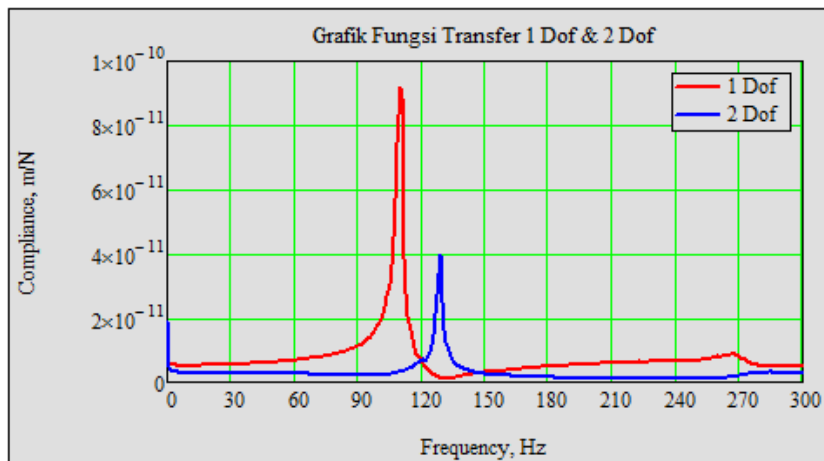
8. Pegas Ø7 mm & massa tambahan 0,75kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	2,21	2,35	86,87	140,79



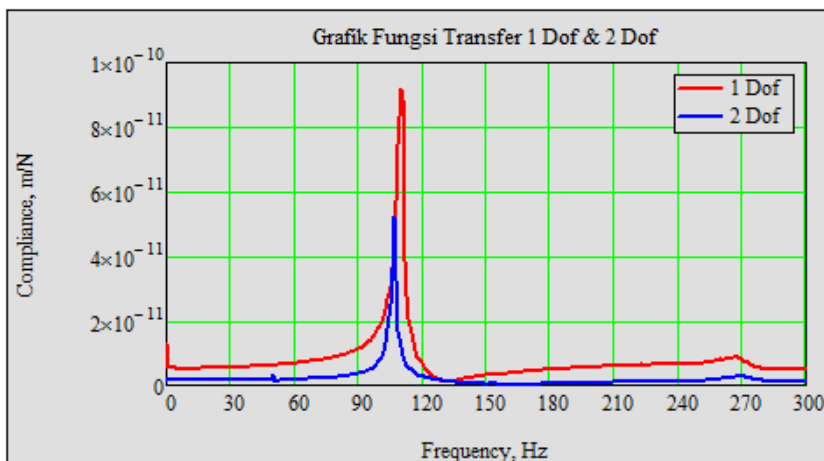
9. Pegas Ø4,5 mm & massa tambahan 1kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	3,96	-	128,81	-



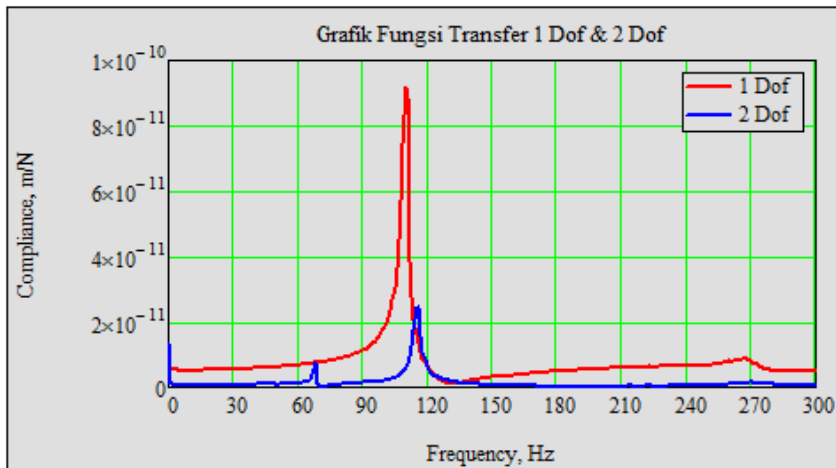
10. Pegas Ø5 mm & massa tambahan 1kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	0,32	5,20	49,92	106,84



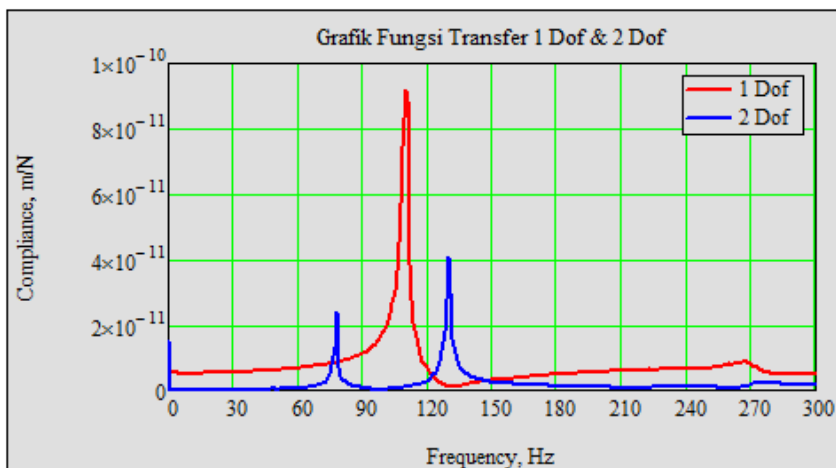
11. Pegas Ø6mm & massa tambahan 1kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	0,76	2,47	68,89	115,83



12. Pegas Ø7mm & massa tambahan 1kg:

1 Dof		2 Dof			
Compliance, (10^{-11}) m/N	Frekuensi, Hz	Compliance, (10^{-11}) m/N		Frekuensi, Hz	
		1	2	1	2
9,2	109,84	2,37	4,06	77,88	129,81



(Halaman ini sengaja dikosongkan)